



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# RÁM MALOSÉRIOVÉHO SPORTOVNÍHO AUTOMOBILU

SPORT CAR FRAME

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN HUBÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOR ZHÁŇAL

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2010/11

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Jan Hubáček

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Rám malosériového sportovního automobilu**

v anglickém jazyce:

#### **Sport car frame**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce má za úkol navržení konstrukce a výpočetního ověření rámu jednosedadlového sportovního automobilu homologovatelného pro běžný silniční provoz.

Cíle diplomové práce:

- prostudování současného stavu návrhu rámu sportovních motorových vozidel a zvolení vhodné koncepce
- navržení rámu za pomoci CAD prostředků
- výpočetní ověření charakteristických vlastností rámu, optimalizace finálního návrhu
- zhodnocení dosažené konstrukce a výtýčení případných dalších úprav

Seznam odborné literatury:

- VLK, F. Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, Brno.
- VLK, F. Úlohy z dynamiky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001, Brno.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubor Zháňal

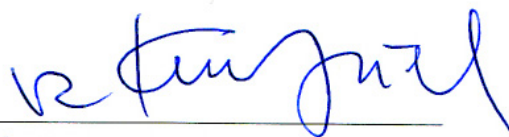
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 19.11.2010



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan



## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a výpočtovým ověřením rámu sportovního jednosedadlového automobilu. Byl kladen důraz, aby rám splňoval normy pro homologaci. Práce na diplomovém projektu probíhala v konstrukčním programu INVENTOR 2010 a následně ve výpočtovém programu ANSYS 12. Jako poslední krok byla provedena optimalizace a porovnání.

## KLÍČOVÁ SLOVA

rám, sportovní automobil, torzní tuhost, MKP, zatížení

## ABSTRACT

This master's thesis deals with the design, calculation and verification of sports car frame. Emphasis was placed on meet standards for homologation. Work on diploma project was produced by the design program INVENTOR 2010 and then calculated in ANSYS 12. The last step was optimization and comparison.

## KEYWORDS

frame, sport car, torsional stiffness, FEM, load



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HUBÁČEK, J. *Rám malosériového sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubora Zháňala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Jan Hubáček



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Luboru Zháňalovi za jeho cenné rady a odborné vedení při psaní této diplomové práce. Také bych chtěl velmi poděkovat svým rodičům za umožnění studia na Fakultě strojního inženýrství.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Přehled současných sportovních automobilů .....	11
1.1 Ariel Atom 500 .....	11
1.2 Palatov DP4 .....	12
1.3 Kaipan 15 .....	13
2 Automobilové rámy .....	14
2.1 Páteřový rám .....	14
2.2 Žebřinový rám .....	15
2.3 Trubkový prostorový rám .....	15
2.4 Křížový rám .....	16
2.5 Plošinový rám .....	16
2.6 Úhlopříčkový rám .....	17
2.7 Obvodový rám .....	17
3 Druhy karoserií a podvozků .....	18
3.1 Karoserie podvozková .....	18
3.2 Karoserie polonosná .....	18
3.3 Karoserie samonosná .....	19
4 Koncepty automobilů .....	20
4.1 Motor uložený vpředu s poháněnou přední nápravou .....	20
4.2 Motor uložený vpředu s poháněnou zadní nápravou .....	20
4.3 Motor uložený vzadu s poháněnou zadní nápravou .....	21
5 Homologace .....	22
5.1 Rozdělení skupin .....	23
5.2 Skupina B - sportovní vozy .....	23
6 Materiály rámu .....	25
6.1 Železné slitiny .....	25
6.1.1 Druhy ocelí .....	25
6.2 Neželezné slitiny .....	25
6.2.1 Druhy hliníkových slitin .....	26
7 Postup řešení .....	27
7.1 Konstrukční část .....	27
7.2 Výpočtová část .....	28
7.3 Optimalizační část .....	28
7.4 Práce v částech .....	29
8 Konstrukce rámu .....	30





8.1	Volba profilů .....	30
8.2	Návrh tvaru rámu .....	30
8.3	Konzultace .....	31
8.4	Podlahová část rámu .....	31
8.5	Bezpečnostní oblouky .....	32
8.6	Umístění řidiče .....	33
8.7	Umístění motoru .....	34
8.8	Přední a zadní části pro zavěšení .....	35
8.9	Vyztužení rámu .....	36
8.10	Vnější zóny .....	37
8.11	Kompletace konstrukce .....	38
8.12	Export střednicového modelu do výpočetního prostředí Ansys .....	42
9	Výpočet zatížení a tuhosti .....	43
9.1	Postup řešení .....	43
9.2	Nastavení hodnot pro výpočet .....	44
9.3	Výpočet zatížení statického .....	48
9.4	Výpočet zatížení při brzdění .....	49
9.5	Výpočet zatížení při průjezdu zatáčkou .....	50
9.6	Výpočet zatížení při maximálním stlačení pružin .....	51
9.7	Výpočet zatížení při kombinaci tří předchozích stavů .....	52
9.8	Výpočet zatížení při akceleraci .....	53
9.9	Výpočet torzní tuhosti rámu .....	54
10	Optimalizace .....	61
	Závěr .....	<b>Chyba! Záložka není definována.</b>
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	71



## ÚVOD

Cílem této diplomové práce byl návrh rámu malosériového sportovního automobilu homologovatelného pro běžný silniční provoz. Práce byla zadána jako jedna část celku, kde na sebe navazují: rám, karoserie a zavěšení.

Jako opory při práci na diplomové práci jsem využil několik nynějších sportovních vozidel, současnou odbornou literaturu a konzultace s kolegy. Byl jsem inspirován třemi vozy: Ariel Atomem, Kaipanem 15 a Palatovem DP4. Pro řešení v týmu bylo zadáno několik hlavních podmínek, od kterých se odvíjela celá následná konstrukce.

Hlavní podmínky byly tři, rozvor, rozchod a vnější rozměry. Jako podmínky vedlejší, byly určeny hmotnost, těžiště, bezpečnost a rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou. Vedlejší podmínky vycházely z koncepce sportovního automobilu. Hmotnost automobilu se měla pohybovat okolo 500 kg, ale nebyla pro konstrukci směrodatná. Těžiště mělo být nižší. Zlepšení bezpečnosti bylo dosaženo prodloužením konstrukce rámu.

Diplomovou práci tvoří dvě části. Část teoretická a část výpočtová. V teoretické části se zabývám současnými sportovními automobily, druhy rámu a koncepcemi automobilů. Ve výpočtové části je řešen hlavní rám sportovního automobilu.



# 1 PŘEHLED SOUČASNÝCH SPORTOVNÍCH AUTOMOBILŮ

Přehled tří vybraných sportovních automobilů podobného typu a jejich parametrů.

## 1.1 ARIEL ATOM 500

Ariel Atom patří mezi dvousedadlové okruhové speciály a může získat homologaci pro jízdu na silnicích. Automobil se vyznačuje jen malou částí karoserie. Veškeré části automobilu jsou podřízeny co nejnížší hmotnosti. Rám je konstruován jako ocelový trubkový rám, jako materiál byla použita chrom-molybdenová ocel. Dosahuje měrného výkonu až 0,69 kW/kg. Tento automobil vyrábí automobilka Ariel Motor Company založená v Somersetu v Anglii, která v roce 2001 vznikla přejmenováním původní firmy založené roku 1996. Automobilka produkuje 25 automobilů tohoto typu ročně. Cena se pohybuje okolo 160 000 USD.

### Parametry automobilu:

- Typ rámu: ocelový trubkový rám
- Koncepce: motor vzadu s hnanou zadní nápravou, uložen napříč uprostřed
- Motor: 2.0 Honda, 4válec i-VTEC
- Zrychlení: 2.9 s (0-100 km/h)
- Hmotnost: 610 kg
- Rozchod: 1600 mm
- Rozvor: 2345 mm



*Obr. 1 Ariel Atom 500 [1]*



## 1.2 PALATOV DP4

Palatov DP4 patří mezi monopostové speciály a je homologovatelný pro běžný provoz na pozemních komunikacích. Rám je tvořený trubkovou konstrukcí z chrom-molybdenové oceli. Karoserie pokrývá celý rám a je tvořena jako kompozitová skořepina. Tento model dosahuje měrného výkonu 0,53 kW/kg. Sportovní automobil vyrábí automobilka Palatov Motosport. Cena za základní model ve formě Kit je 31 000 USD.

### Parametry automobilu:

- Typ rámu: ocelový trubkový rám
- Koncepce: motor vedle řidiče hnaná zadní náprava, uložen napříč
- Motor: motocyklový 600-1400 cm<sup>3</sup>, Hartley
- Zrychlení: dle motoru
- Hmotnost: 363 kg
- Rozchod: 1709 mm
- Rozvor: 1740 mm



Obr. 2 Palatov DP4 [2]



### 1.3 KAIPAN 15

Kaipan 15 patří mezi sportovní dvousedadlové automobily určené pro provoz na pozemních komunikacích. Rám je tvořený trubkovou konstrukcí z chrom-molybdenové oceli. Karoserie je vyrobená z kompozitních materiálů a pokrývá skoro celý automobil. Kokpit je otevřený pro snadné nastupování. Měrný výkon  $0,11 \text{ kW/kg}$  je v porovnání s předchozími sportovními speciály nízký. Kaipan 15 vyrábí tuzemská firma Kaipan se sídlem ve Smržovce. Tato firma byla založena 1991. Kaipan 15 nahradil předchozí model Kaipan 14 po dvouletém vývoji. Všechny produkty této automobilky byly inspirovány legendárním Lotusem Seven.

#### Parametry automobilu:

- Typ rámu: ocelový trubkový rám
- Koncepce: motor vpředu, poháněná přední náprava
- Motor: Škoda Fabia 1390  $\text{cm}^3$
- Výkon: 74 kW při  $83,3 \text{ s}^{-1}$  ( $5000 \text{ min}^{-1}$ )
- Hmotnost: 679 kg
- Rozchod: 1360 mm vpředu, 1510 mm vzadu
- Rozvor: 2200 mm



Obr. 3 Kaipan 15 [3]



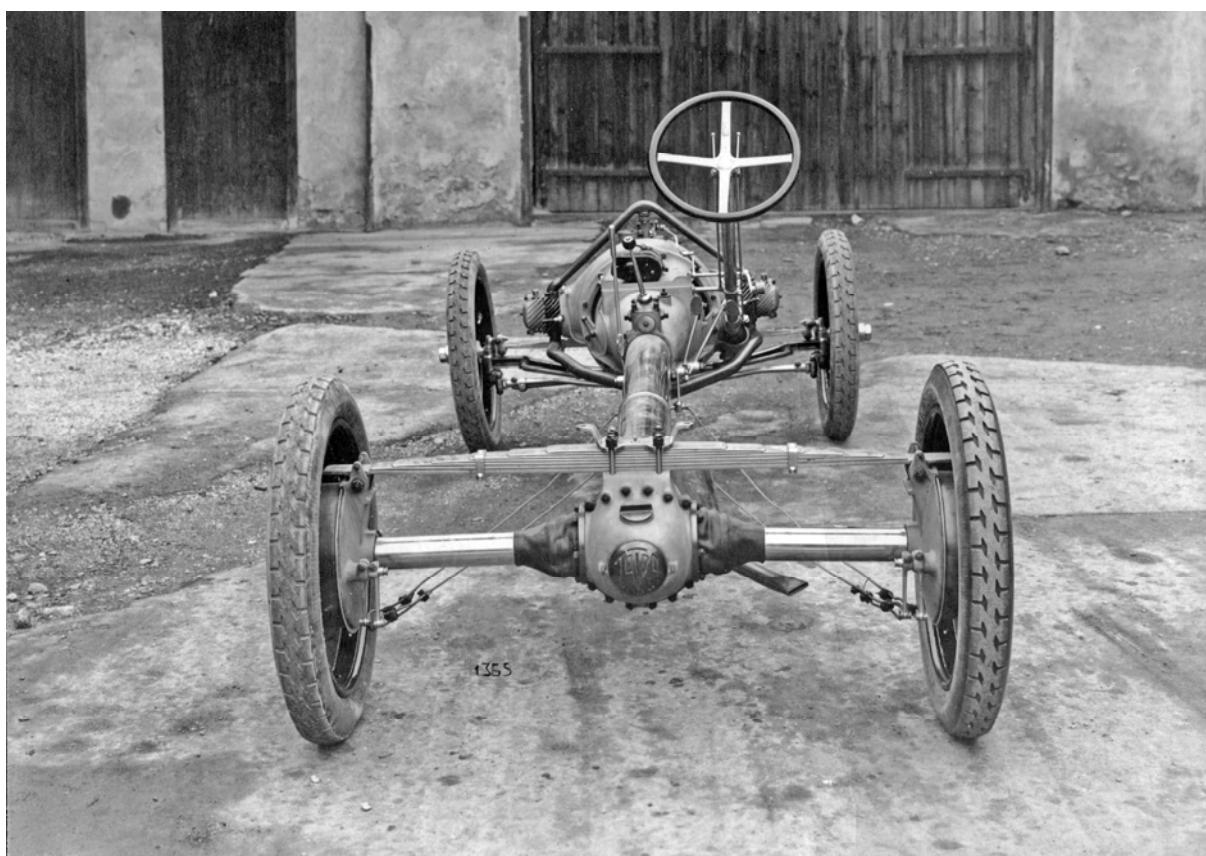


## 2 AUTOMOBILOVÉ RÁMY

Rám slouží jako nosná část vozidla. Každý druh automobilových ráků je vhodný pro jinou skupinu automobilů. Vhodnost rámu určuje mnoho aspektů, například druh automobilu, tvar, váha, cena a podobně.

### 2.1 PÁTEŘOVÝ RÁM

U páteřového rámu dochází k přenášení většiny zatížení páteřovým nosníkem. Tento tunel je umístěn uprostřed vozidla, rovnoběžně s podélnou osou vozidla. U navrhovaného monopostu není možné umístit u tohoto druhu rámu kokpit do osy vozidla.



Obr. 4 Páteřový rám [4]



## 2.2 ŽEBŘINOVÝ RÁM

Rám je tvořen podélnými a příčnými profily. Kde dva hlavní podélníky tvoří obvodový rám a pomocné příčky jsou tvořeny různými druhy profilů. Spojení těchto profilů bývá nýtované nebo svařované. Podélné profily bývají často prohnuty nebo dochází ke změně průřezu ve svislém směru. Tímto způsobem je dosaženo dodatečného pérování. Rám jako takový je poměrně pružný, což nám dovoluje použití těchto rámu u terénních vozidel. Z hlediska nevýhod má tento rám velkou neodpruženou hmotu, která se musí dodatečně řešit.



Obr. 5 Žebřinový rám [5]

## 2.3 TRUBKOVÝ PROSTOROVÝ RÁM

Rám je tvořen jako příhradová konstrukce, kde každý uzel konstrukce je opřen ve třech směrech. Je tvořen především z trubek, kde tyto trubky jsou namáhány jen tlakem a tahem. Tento rám z hlediska konstrukce automobilů je nejvíce univerzální. Mezi nevýhody patří zhoršení možnosti oprav uvnitř rámu.

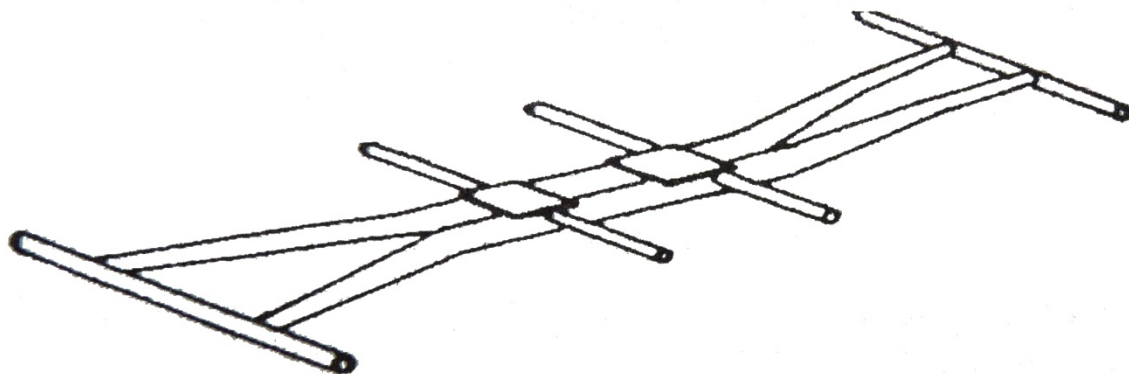


Obr. 6 Trubkový prostorový rám [6]



## 2.4 KŘÍŽOVÝ RÁM

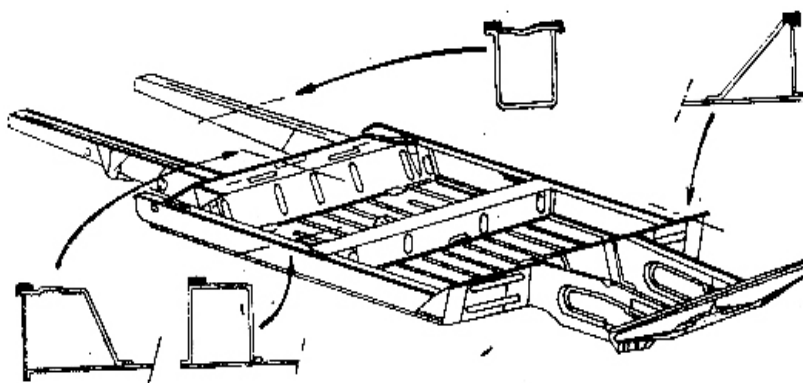
Rám je konstruován jako sestava několika příčníků spojených podélným profilem. Podélníky jsou prohnuty a ve střední části se spojují a tímto vzniká tvar X. Konstrukce je spojena nejčastěji svařováním. Tato konstrukce má dobrou tuhost, ale v praxi se moc nepoužívá.



Obr. 7 Křížový rám [7]

## 2.5 PLOŠINOVÝ RÁM

Tento rám je tvořen plošinou, která zároveň slouží jako podlaha vozidla. Plošina, která je nejčastěji z ocele, je připevněna svařováním k podélným nosníkům rámu. Tímto vzniká dojem jednoho kusu.



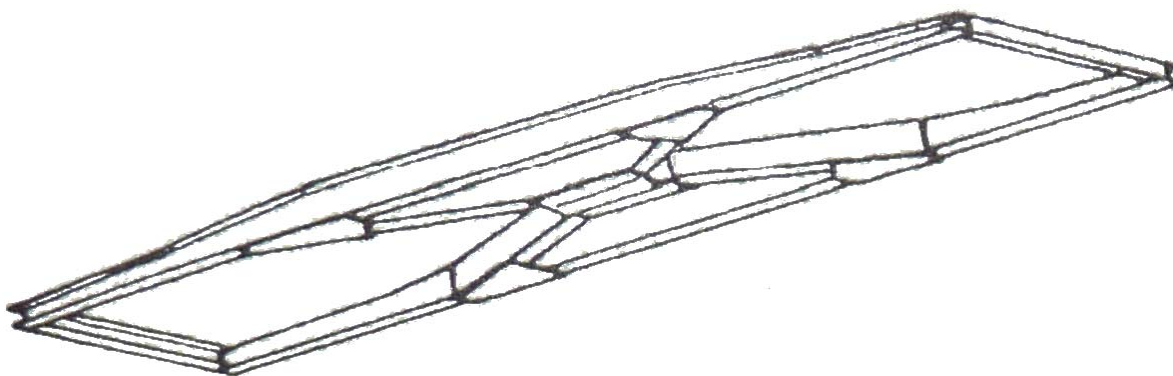
Obr. 8 Plošinový rám [7]





## 2.6 ÚHLOPŘÍČKOVÝ RÁM

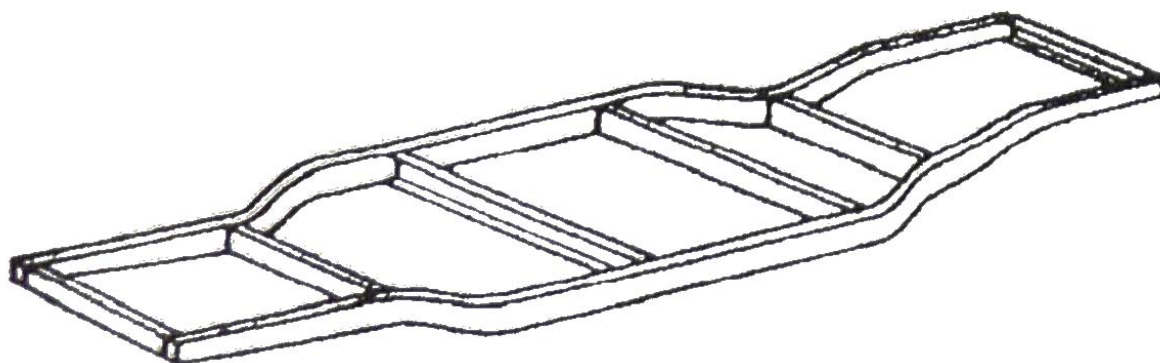
Úhlopříčkový rám vozidla je vytvořený ze dvou v podstatě přímých podélníků, z několika příček a z jedné dvojice úhlopříček ve střední části rámu [7].



Obr. 9 Úhlopříčkový rám [7]

## 2.7 OBVODOVÝ RÁM

Obvodový rám vozidla se dvěma podélníky, které v podstatě sledují obrys bočních stěn vozidla [7].



Obr. 10 Obvodový rám [7]



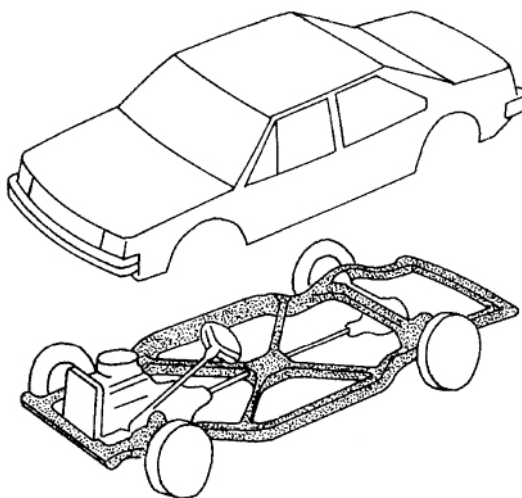
### 3 DRUHY KAROSERÍÍ A PODVOZKŮ

Karoserie s podvozky můžeme dělit na tři skupiny:

- karoserie podvozková
- karoserie polonosná
- karoserie samonosná

#### 3.1 KAROSERIE PODVOZKOVÁ

Podvozková karoserie se upevňuje na rám podvozku a sama je nenesoucí (proto též tzv. nesamostatná nebo rámová karoserie). Namáhání od vnějších sil a momentů i vnitřních sil a momentů od hnacího ústrojí, závěsů kol, zachycuje podvozek s rámem, který nese hnací a řídicí ústrojí i karoserii. Karoserie je k rámu pružně uložena. Toto spojení umožňuje vzájemný pohyb mezi karoserií a rámem, aniž by vznikalo její nadměrné namáhání a zároveň zabraňuje přenosu hluku do karoserie přerušením takzvaného akustického mostu. Podvozková karoserie se dnes používá téměř výhradně u nákladních automobilů, přívěsů a návěsů. Výjimečně se používá u velkých osobních vozů. Výhodou je, že stejný podvozek lze použít pro různé nákladní a případně i osobní karoserie. Tato karoserie (nesamonosné provedení) se může použít také u autobusů, které vzniknou odvozením od nákladních automobilů[7].



*Obr. 11 Podvozková karoserie [7]*

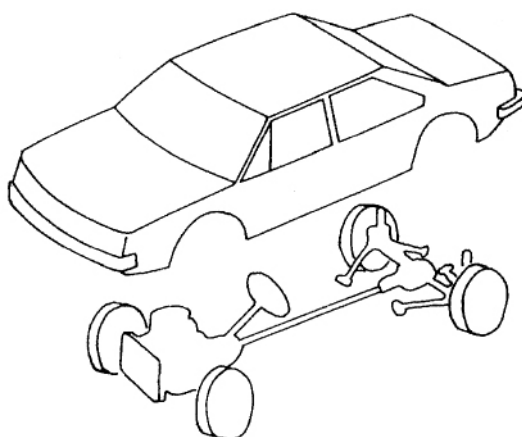
#### 3.2 KAROSERIE POLONOSNÁ

Karoserie polonosná nebo také smíšená karoserie, se vyznačuje tím, že má také rám, který však slouží jen k uchycení podvozkových orgánů. Statické zatížení vozidla a namáhání vznikající při jízdě zachycuje rám společně s karoserií, která musí být s rámem pevně, ale rozebíratelně spojena. Toto řešení se rozšířilo u vozů, které mají lehký obvodový rám, který není sám schopen snášet namáhání [7].



### 3.3 KAROSERIE SAMONOSNÁ

Karoserie samonosná nemá samostatný rám a hnací ústrojí a ostatní části podvozku jsou připevněny ke karoserii přímo nebo prostřednictvím pomocných konstrukcí, popřípadě prostřednictvím rámu pevně s ní spojeného. Základním rysem samonosné karoserie je využití její konstrukce jako nosné části nejen pro podvozkové skupiny, ale i pro namáhání vznikající při jízdě. Výhodou samonosného provedení je lehká konstrukce a vysoká možnost automatizace výroby, to znamená malé výrobní náklady při velkém počtu vyráběných kusů. Nevýhodou jsou malé možnosti změn tvaru karoserie [7].



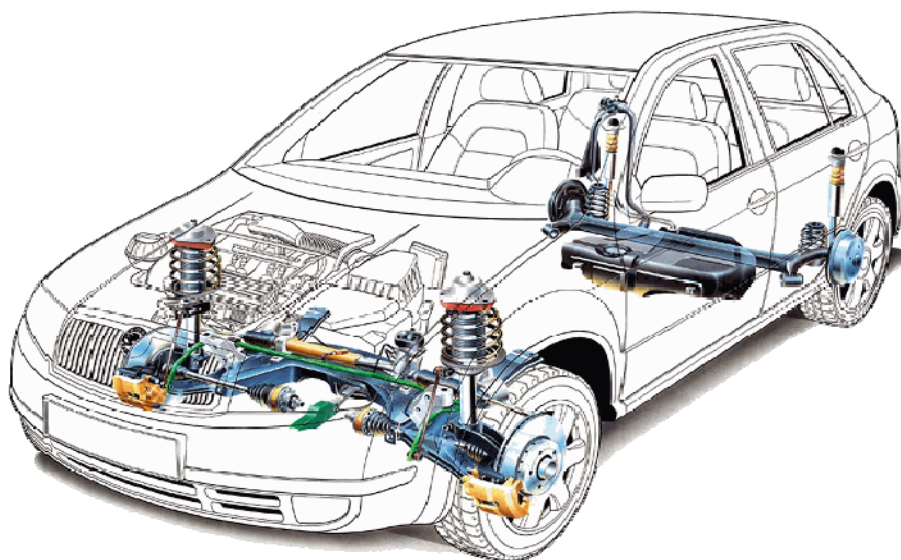
*Obr. 12 Samonosná konstrukce [7].*



## 4 KONCEPTY AUTOMOBILŮ

### 4.1 MOTOR ULOŽENÝ VPŘEDU S POHÁNĚNOU PŘEDNÍ NÁPRAVOU

Hnací skupina automobilu je umístěna vpředu. Motor může být uložen příčně nebo podélně. Příčné uložení je jednodušší z hlediska ušetření kuželového převodu. Při této koncepci je vozidlo taženo. Při průjezdu zatáčkou se chová automobil nedotáčivě. Hnací skupina umístěna vpředu zlepšuje přední deformační zónu. Mezi nevýhody patří jízda do kopce, kde se přední hnací náprava odlehčuje a tímto se snižuje maximální přenesený moment. Jelikož je přední náprava jak poháněna tak i řízena dochází k nesouměrnému opotřebení pneumatik. Při rozjezdu za plného zatížení dochází ke snížení adheze přední nápravy.



Obr. 13 Koncepce motor a poháněná náprava vpředu [8].

### 4.2 MOTOR ULOŽENÝ VPŘEDU S POHÁNĚNOU ZADNÍ NÁPRAVOU

U této koncepce se používá dvou možných řešení. Řešení spočívají v rozdělení hnací skupiny automobilu.

- Motor je umístěn v přední části vozidla, převodovka a diferenciál v zadní části
- Motor je umístěn v přední části vozidla, převodovka je umístěna v přední části a diferenciál je umístěn v zadní části

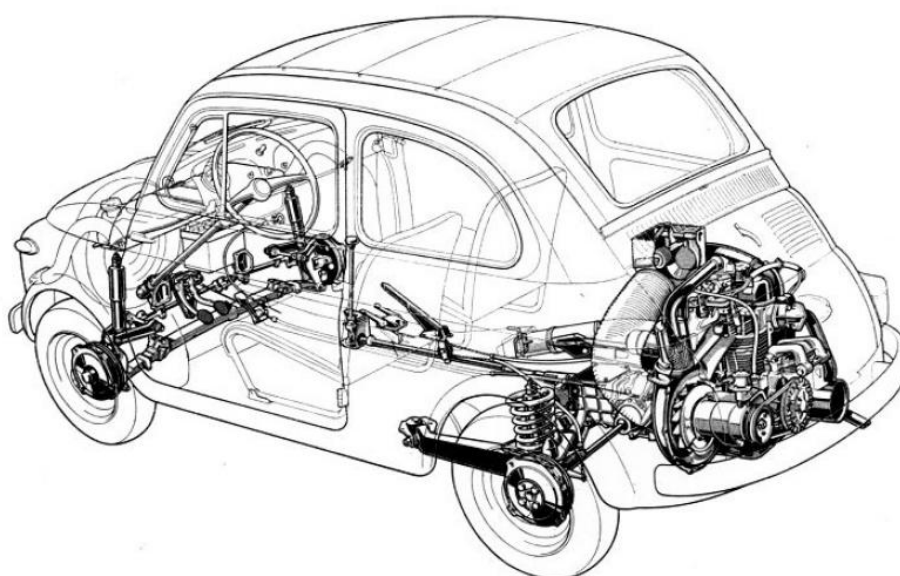
Přenos výkonu na zadní nápravu je realizován dělenou hnací hřídelí. Při plném zatížení automobilu je větší zatížení na zadní poháněnou nápravu. Na rozdíl od předchozí koncepce dochází k rovnoměrnému opotřebení pneumatik. Při volbě motoru není omezena jeho délka. Pokud je automobil málo zatížený, vzniká prokluz zadních kol, který se projevuje především při průjezdu zatáčkou. Automobil je nestabilní při udržování přímého směru jízdy. Tato nevýhoda se dá částečně odstranit vhodnou geometrií přední nápravy.



Obr. 14 Koncepte motor vpředu a poháněná zadní náprava [9].

#### 4.3 MOTOR ULOŽENÝ VZADU S POHÁNĚNOU ZADNÍ NÁPRAVOU

Celá hnací skupina je umístěna vzadu. Motor může být umístěn před nebo za hnanou nápravou. U této koncepce převažují většinou nevýhody, pro které se od této koncepce u velkosériových automobilů upouští. Koncepce se vyznačuje přetáčivostí v zatáčkách a dalšími nevýhodami. Dochází zde k velké citlivosti na boční vítr a snižování adheze při snižování zatížení. Mezi nevýhody u hnací soustavy patří přenášení točivého momentu násobeného celkovým převodem, krátké výfukové potrubí a složitý mechanismus řazení. Tato koncepce je výhodnější pro sportovní vozy, pro svou jednoduchou konstrukci, dobré rozdělení brzdných sil, dobrou adhezi nezávislou na zatížení a nízkou přední kapotu. Kvůli těmto výhodám a nynějšímu trendu bude této koncepcce použito při navržení zadaného automobilu.



Obr. 15 Koncepte motor vzadu a poháněná zadní náprava[10].



## 5 HOMOLOGACE

Homologace automobilu je ověření vlastností automobilu z hlediska použití v silničním provozu. Aby byl automobil homologovatelný, musí splňovat určité požadavky. Soubory těchto požadavků se nazývají homologačními řády. Automobil musí projít homologací tam, kde bude využíván. Pro další upřesnění řádů bylo využito norem FIA.

### HOMOLOGACE DLE FIA:

Oficiální osvědčení, vydané FIA, je potvrzení, že určitý model vozu je vyráběn v dostatečné sérii, aby mohl být zařazen mezi produkční vozy, cestovní vozy, sportovní vozy, sériové terénní vozy podle těchto předpisů. Žádost o homologaci musí FIA předložit ASN země výrobce vozu. Tato žádost je podkladem pro vystavení homologačního listu. Žádost musí být v souladu se zvláštními předpisy, nazvanými „Homologační předpisy“, vytvořenými FIA. Jakákoli homologace sériově vyráběného modelu propadá 7 let po definitivním skončení sériové výroby dotyčného modelu (roční výroba nižší než 10 % výrobního minima dotyčné firmy). Homologace modelu je platná pouze pro jednu skupinu. Přejít do skupiny ruší první homologaci[11].

### HOMOLOGAČNÍ LISTY:

Všechna vozidla uznaná FIA mají popisný list, zvaný „homologační list“, ve kterém jsou uvedeny charakteristiky, umožňující identifikaci daného modelu. Tento homologační list definuje sérii, jak ji uvádí výrobce[11].

### Homologační list má následující části:

- Základní list popisující základní model
- Určitý počet doplňkových listů, popisujících rozšíření homologace, která mohou být „varianty“, „errata“ nebo „evoluce“
- Varianty (VF, VP, VO, VK)
- Jsou to buď varianty dodávek (VF- dva dodavatelé dodávají výrobcí jednu součástku a zákazník nemá možnost volby) nebo produkční varianty (VP- dodávané na přání a k dispozici u prodejců), nebo volitelné varianty (VO) a varianty „kit“ (VK-obojí dodávané na speciální objednávku).
- Erratum (ER) nahrazuje a ruší chybnou informaci, kterou předtím uvedl výrobce na listu.
- Vývoj (ET-ES) charakterizuje trvalé modifikace základního modelu (úplné odstoupení od výroby modelu v jeho předchozí formě ve prospěch vývojové změny ET) nebo sportovního vývoje (ES), určené pro lepší přizpůsobení modelu soutěži[11].





## 5.1 ROZDĚLENÍ SKUPIN

Vozy jsou rozděleny do několika hlavních skupin. Tyto skupiny se řídí svými příslušnými podmínkami pro konstrukci a provoz.

Rozdělení skupin:

- skupina N- produkční vozy
- skupina R - cestovní vozy nebo velkosériové produkční vozy
- skupina A - cestovní vozy
- skupina B - sportovní vozy
- skupina SP - vozy Super Production
- skupina T2 - sériové terénní vozy

Sportovnímu malosériovému automobilu odpovídá skupina B.

## 5.2 SKUPINA B - SPORTOVNÍ VOZY

V této kapitole je uvedeno jaká hlediska je nutné splnit, aby rám sportovního automobilu a posléze celý automobil byl homologovatelný. Níže jsou uvedeny předpisy FIA vztahující se ke konstrukci trubkového svařovaného rámu. Tyto předpisy přímo ovlivňují konstrukci rámu.

### MATERIÁL

Pro konstrukci rámu nesmí být použito kovového materiálu, u kterého je modul pružnosti vyšší než  $40\text{GPa/g/cm}^3$ . Použití plechu ze slitiny magnezia je dovoleno pouze, když je tloušťka plechu větší než 3 mm. Pokud je použito dílů zavěšení, řízení nebo brzdového systému z titanu, nesmí být tyto díly svařované.

### PROSTOR PRO POSÁDKU

- Prostor pro posádku musí být konstruován tak, aby zajišťoval co nejlepší ochranu jezdce.
- Nohy jezdce musí být za svislou rovinou procházející osou přední nápravy.
- Všechny body struktury šasi, které vymezují otvor prostoru pro posádku po stranách, vpředu a vzadu, musí být minimálně 500 mm od referenční roviny.
- Nad otvorem prostoru pro posádku jsou povolena pouze povinná bezpečnostní zařízení.
- Přední okraj prostoru pro posádku musí být minimálně 50 mm před volantem, ať je jeho provozní poloha jakákoli.
- Prostor pro posádku musí být konstruován tak, aby jezdec v kompletním oblečení pro řízení, sedící v normální poloze se zapnutými bezpečnostními pásy, s volantem na svém místě, mohl vůz opustit maximálně za 7 sekund[12].

**PROTINÁRAZOVÉ STRUKTURY**

- Dvě protinárazové struktury minimálně 660 mm vpředu a 1020 mm vzadu nad referenční rovinou.
- Vzdáleny minimálně 860 mm v podélném směru.
- Musí být symetrické vzhledem k podélné ose vozu.
- Sedí-li jezdec u volantů, přilba musí být v minimální vzdálenosti 80 mm vzhledem k přímce spojující vrcholy přední a zadní struktury.
- Zadní struktura musí rovněž mít celkovou délku minimálně 300 mm, měřeno na úrovni upevnění ke kabině. Dále musí mít minimální výšku 165 mm vzhledem k sekundární protinárazové struktuře kabiny a v čelním pohledu musí vnější strany spolu svírat úhel minimálně 30°[12].





## 6 MATERIÁLY RÁMŮ

Pro konstrukci rámu sportovního automobilu může být použito několik druhů užívaných materiálů. Mohou být rozděleny do tří hlavních skupin.

- Železné slitiny
- Neželezné slitiny

### 6.1 ŽELEZNÉ SLITINY

Pro konstrukci se používá ocel nízkolegovaná s pevností v tahu alespoň 250 MPa, která je vhodná na výrobu trubek popřípadě jiných tažených profilů. Výběr oceli záleží také na výběru druhu rámu. Pro zvolený svařovaný trubkový rám je nutné volit materiál se zaručenou svařitelností, aby bylo možné po svaření konstrukce zaručit pevnost sváru. Je vhodné, aby povrch prošel povrchovou úpravou proti zamezení korodování oceli. Pro nekryté rámy karoserií je povrchová úprava nutností, jednak z hlediska estetického a současně z hlediska ochranného. Nejčastěji se na svařované rámy používá ocel chrom- molybdenová.

#### 6.1.1 DRUHY OCELÍ

Označení ocelí dle normy ČSN

- 11342 - Mez pevnosti v tahu  $R_{eMIN} = 250 \text{ MPa}$ , obsah uhlíku 0,1 %. Konstrukční ocel jemnozrnná na dynamicky namáhané součásti vozidel. Svařitelnost oceli zaručená.
- 11353 – Mez pevnosti v tahu  $R_{eMIN} = 216- 245 \text{ MPa}$ , obsah uhlíku 0,18 %. Ocel na bezešvé trubky, na nosné konstrukce. Svařitelnost zaručena do tloušťky 25 mm.
- 15121 – Chrom- molybdenová ocel. Mez pevnosti v tahu  $R_{eMIN} = 295 \text{ MPa}$ . Jde o ocel nízkolegovanou s vyšší pevností. Ocel na výrobu bezešvých trubek s obsahem uhlíku 0,1 až 0,18 % [13].

### 6.2 NEŽELEZNÉ SLITINY

Hliníkové slitiny jsou vhodné pro automobilový průmysl. Konstrukce s užitím hliníkových slitin se vyznačují nízkou hmotností. Tento předpoklad dělá z vhodných hliníkových slitin materiál vhodný pro výrobu rámu sportovních automobilů. V porovnání hmotnosti rámu ocelového a rámu z hliníkové slitiny dochází ke snížení hmotnosti asi o 30%. To je způsobeno nižší pevností, proto musí být části masivnější. Při spojování svařováním nebo pájením je nutné zvolit vhodná opatření, aby nedocházelo k oxidaci.



### 6.2.1 DRUHY HLINÍKOVÝCH SLITIN:

Pro příklad byly uvedeny dvě slitiny hliníku.

- EN AW 2017 - (dle ČSN 424201) jedná se o takzvaný Dural. Mez pevnosti v tahu ve vytvrzeném stavu  $R_{eMIN} = 400$  MPa. Materiál není vhodný pro svařování, je tedy vhodné zvolit jiný druh spojování, může být eloxován, obráběn nebo leštěn. Chemická značka AlCu4MgSi.
- EN AW 7022 – označuje se obchodním názvem Certal. Mez pevnosti v tahu ve vytvrzeném stavu  $R_{eMIN} = 545$  MPa. Materiál má střední odolnost vůči korozi. Může být obráběn, leštěn, eloxován i svařován. Chemická značka AlZn5,5MgCu[14].



## 7 POSTUP ŘEŠENÍ

Postup řešení návrhu malosériového automobilu pro jednoho člena posádky byl rozdělen do tří hlavních bodů.

- Konstrukční část
- Výpočtová část
- Optimalizační část

### 7.1 KONSTRUKČNÍ ČÁST

Jako program pro návrh byl zvolen program Inventor 2010. Byl zvolen pro jeho intuitivnost a protože se osvědčil v předchozích verzích při výuce. V tomto programu probíhaly hlavní konstrukční práce členů týmu, pracujících na celku tohoto automobilu. Inventor 2010 pracuje jak v režimu prvku, tak v režimu sestavy. Pro ukládání prvku používá program datový formát .ipt a pro ukládání sestavy datový formát .iam. Bohužel navazující programy tento datový formát nedokáží zpracovat, proto je nutné data exportovat do některého z přípustných formátů. Jako vhodné datové soubory se ukázaly dva datový soubor STEP a IGES.

Pro samotnou konstrukci bylo možné využít tři metody kreslení rámu automobilu. Každá má své výhody a nevýhody a bylo nutné ji zvolit v návaznosti na další kroky řešení.

#### NÁVRH POMOCÍ TRAJEKTORIE PROFILŮ

Spočívá v konstrukčním návrhu, kdy je model vykreslen pomocí os trubek konstrukce. Výstupem je křivkový soubor. Z konstrukčního hlediska jde o metodu jednoduchou, problém nastává při tvorbě výstupu ve formě prezentovatelného modelu rámu. Při tvorbě tohoto výstupu bylo nutné při každé regeneraci, úpravě návrhu a následném přenesení do výstupního prostředí modelu, ručně přiřazovat v modeláři rámu příslušnou trajektorii a upravovat návaznosti profilů. Při přenesení modelu do prostředí výpočtového programu byl tento nedostatek vyvážen rychlostí výpočtu řešení.

#### NÁVRH POMOCÍ OBJEMŮ PROFILŮ

Při konstrukčním návrhu vzniká ihned model, který je v prezentovatelné formě. Dochází k vytahování objemů přímo z návrhu. Výstupem je objemový soubor. Odpadá fáze sestavy, jak tomu bylo při modelování trubek pomocí os. Model je dobře regenerovatelný pro průběžné úpravy. Problém nastává při exportu do výpočtového prostředí. Při exportu objemu vzniká datový soubor velké velikosti, pro který je potřeba delší doby načtení do výpočtového prostředí a několikanásobně delší doby pro výpočet. Tento několikanásobně delší čas je dán horší návazností objemů.



## NÁVRH POMOCÍ PLOCH PROFILŮ

Při tomto návrhu je tvar rámu dán vnějšími plochami trubek. Odpadá tak práce s objemy a vzniká kombinace první a druhé možnosti konstrukce rámu. Výstupem je soubor tvořený plochami. Při exportu ploch vzniká datový soubor větší než u prvního návrhu. Při práci ve výpočetním prostředí je nevýhodou, že při regeneraci průběžné úpravy, kdy vzniká nutnost přechodu do konstrukčního programu a úpravy modelu. Poté se musí celý proces opakovat.

Závěrečným výstupem konstrukční části je model importovatelný do výpočetního programu. Tento model je první verzí návrhu. Na tomto modelu musí být provedeny další úpravy v závislosti na dalších částech postupu.

## 7.2 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Pro výpočetní část byl zvolen program využívající metodu konečných prvků Ansys verze 12. Byl zvolen z důvodů dobrého zázemí na automobilním ústavu a reprezentativnosti výsledků. Program má uživatelsky méně přátelské rozhraní a ke komunikaci slouží poněkud zastaralejší uživatelské prostředky. V některých momentech může dojít až ke zmatení při zadávání hodnot pro výpočet. Největší nevýhodou tohoto programu je nepřítomnost funkce zpět, což při špatném kroku značně prodlužuje práci v programu. Ansys 12 pracuje s postupným řešením výpočtu. Tento postup můžeme rozdělit na několik hlavních kroků.

### Kroky postupu:

- Příprava
- Řešení
- Výsledek

Na konci postupu je nutné zhodnocení reprezentativnosti výsledku a hodnoty. Pokud výsledek nebyl reprezentativní, musí být přehodnoceno zadání. Závěrečným výstupem je model s výslednými hodnotami zatížení.

## 7.3 OPTIMALIZAČNÍ ČÁST

Optimalizací se rozumí vylepšování z pohledu různých hledisek. V případě návrhu rámu může dojít k optimalizaci z několika hledisek. Například optimalizace rozměrů, hmotnosti, zatížení, ceny a dalších prvků. Pro optimalizaci řešeného automobilového rámu byla zvolena optimalizace rozměru použitých profilů trubek a optimalizace zatížení. Při tomto řešení optimalizace probíhá přímo při konstrukci a výpočtu.



## 7.4 PRÁCE V ČÁSTECH

### KONSTRUKČNÍ ČÁST – INVENTOR 2010

- Volba profilu
- Návrh tvaru rámu
- Konzultace s kolegy
- Řešení umístění řidiče
- Řešení umístění motoru
- Konstrukce podlahové části rámu
- Zhotovení bezpečnostních oblouků
- Návrh přední a zadní části pro zavěšení
- Vyztužení rámu
- Export osového modelu do výpočetního prostředí Ansys

### VÝPOČTOVÁ ČÁST – ANSYS 12

- Nastavení hodnot pro výpočet
- Výpočet zatížení statického
- Výpočet zatížení při brzdění
- Výpočet zatížení při průjezdem zatáčkou
- Výpočet zatížení při maximálním stlačení pružin
- Výpočet zatížení při kombinaci tří předchozích stavů
- Výpočet torzní tuhosti rámu

### OPTIMALIZAČNÍ ČÁST

- Optimalizace zjištěných výsledků probíhá v konstrukční i výpočtové části



## 8 KONSTRUKCE RÁMU

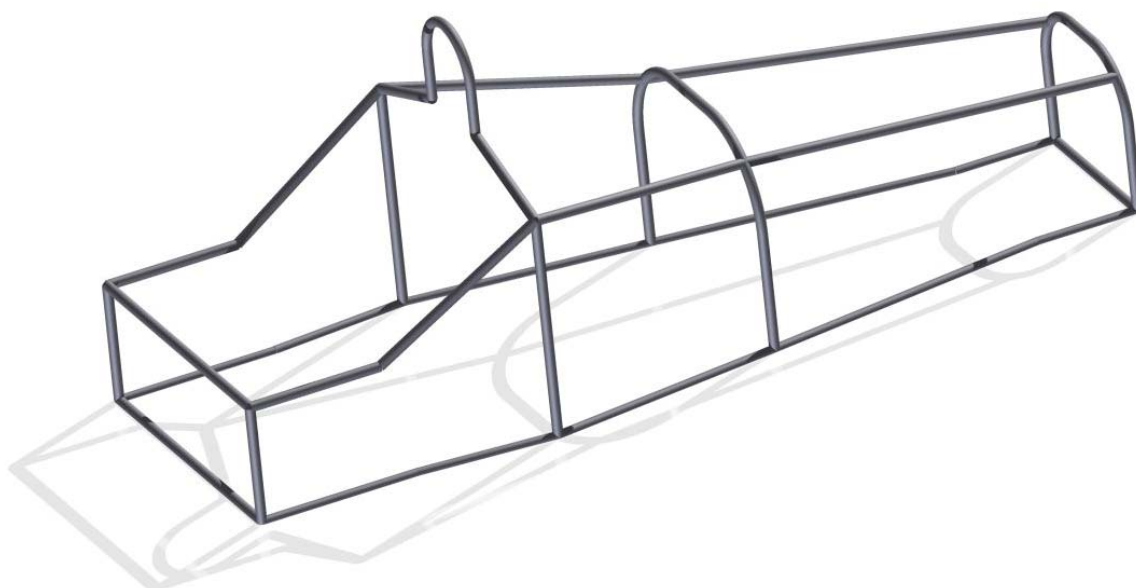
### 8.1 VOLBA PROFILŮ

Při volbě profilu jsou dvě možnosti konstrukce svařovaných rámu. První možností je využít jednoho druhu profilu. Nejčastěji se využívá profilu trubkového, kde je popřípadě využito pouze více různých rozměrů profilů. Rozměr trubkového profilu závisí na zatížení v příslušné části rámu. Je možné také využít profilu čtvercového. Tato volba profilu přináší mnoho nevýhod například vyšší hmotnost při zachování stejného zatížení ve srovnání s trubkovým profilem. Druhou možností je využití většího množství profilů, popřípadě využití jejich kombinací. Dochází k umístění profilu nejvíce vyhovujícímu způsobu zatížení.

Pro tvorbu rámu byl využit trubkový profil s různými průměry a různými tloušťkami stěn.

### 8.2 NÁVRH TVARU RÁMU

Vnější tvar rámu by měl odpovídat budoucímu tvaru karoserie, aby nebylo nutné složité řešení návaznosti karoserie na rám automobilu. Navrhovaný rám se skládá ze tří na sobě navazujících částí. Přední část je určena pro uchycení zavěšení kol. Dále navazuje umístění střední části kokpitu, který je tvarován podle potřeb jezdce. Poslední část je určena k uchycení zavěšení zadních kol a umístění pro motor. Obrázek 55 znázorňuje první konstrukční návrh tvaru rámu.



*Obr.55 Tvar rámu*



### 8.3 KONZULTACE

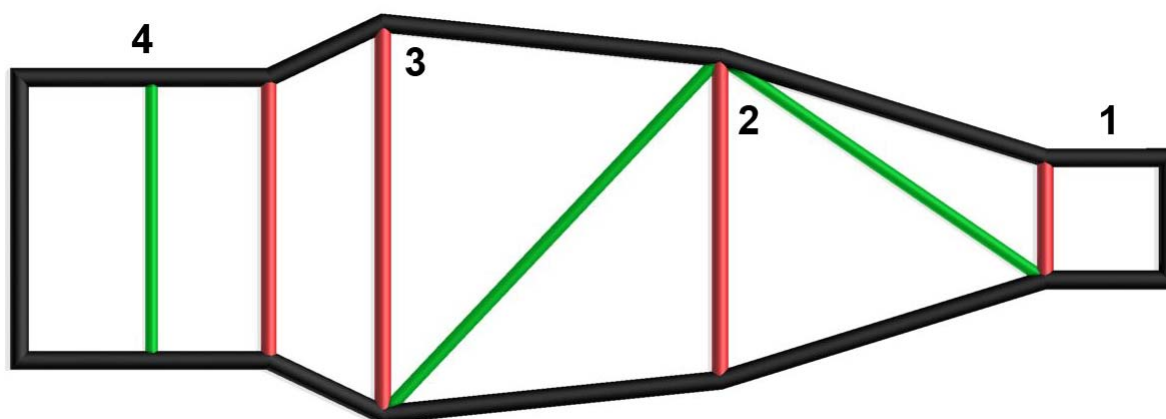
Po návržení tvaru rámu byla provedena konzultace s kolegy. Při této konzultaci byly upřesněny hlavní rozměry automobilu.

- Rozvor
- Rozchod
- Vnější rozměry

### 8.4 PODLAHOVÁ ČÁST RÁMU

Podlahová část rámu byla navržena a uzpůsobena, aby odpovídala daným hlavním rozměrům. U tohoto druhu rámu slouží jako základní část, na kterou jsou připojeny části další. Místo 1 je určeno pro upevnění spodního ramene předního lichoběžníkového zavěšení. Místo 2 je zesíleno pro upevnění předního bezpečnostního oblouku. Místo 3 je určeno k upevnění zadního bezpečnostního oblouku (záhlavového oblouku). Místo 4 podlahové části rámu je určeno pro upevnění spodního ramene zadního lichoběžníkového zavěšení.

V následujícím obrázku 16 je pro názornost barevně odlišeno použití různých druhů trubkových profilů při konstruování podlahové části rámu.



Obr.16 Podlahová část rámu

Tab. 1 Znázornění profilů

Název	Materiál	Rozměr	Barva označení
Hlavní nosné části	Ocel	Tr 50 x 2	Černá
Vedlejší části	Ocel	Tr 42 x 1,6	Červená
Výztuhy	Ocel	Tr 35 x 1,6	Zelená
Záhlavový rám	Ocel	Tr 60 x 2	



## 8.5 BEZPEČNOSTNÍ OBLOUKY

Na obrázku 17 je znázorněna konstrukce předního a zadního bezpečnostního oblouku. Při konstrukci tvaru oblouků bylo nutné dodržet předepsané normy pro bezpečnostní oblouky. U předního oblouku je nutná výška minimálně 660 mm, pro splnění normy byla výška předního oblouku ještě zvětšena na 670 mm. U zadního bezpečnostního oblouku bylo nutné dodržet minimální výšku 1020 mm, oblouk tedy byl zkonstruován 1110 mm. Všechny rozměry jsou vztaženy k referenční rovině, která je shodná s rovinou podlahové části rámu. Dalším požadavkem byla symetričnost bezpečnostních oblouků vzhledem k podélné ose. Symetričnost konstruovaných oblouků je zřetelná z obrázku 17.



*Obr. 17 Ochranné oblouky. Vlevo zadní, vpravo přední*

Přední a zadní bezpečnostní oblouk tvoří hlavní konstrukci, chránící tělo jezdce. Navržená vzdálenost těchto dvou ochranných prvků je 863 mm, což je o 3 mm více než předepisuje norma. Při převržení je nutné, aby se helma jezdce nedostala za spojnicí nejvyšších bodů těchto konstrukcí.

Při konstrukci zadního bezpečnostního oblouku byl kladen velký důraz na bezpečnost posádky automobilu. Pro zvýšení bezpečnosti byly zadní oblouky opatřeny dvěma bočními oporami. Tyto opory mají dva hlavní účely. Prvním je chránit ramena jezdce při převržení a druhým rozšíření boční deformační zóny. Popřípadě je možné do tohoto rozšíření umístit přídatné boční airbagy.

Pro konstrukci předního bezpečnostního oblouku byl zvolen profil pro nosné části rámu a pro konstrukci zadního (záhlavního rámu) byl zvolen profil určený pro zesílené deformační části se zvýšenou bezpečností.





*Obr.18 Bezpečnostní oblouky*

## 8.6 UMÍSTĚNÍ ŘIDIČE

Umístění jezdce ve voze je dáno prostorem mezi předním a zadním bezpečnostním rámem, kde nohy jezdce zasahují až za prostor předního rámu. Řidič je umístěn ve středu vozidla a je umístěn na podélné ose vozidla. Toto umístění je umožněno koncepcí rámu a umístěním motoru.

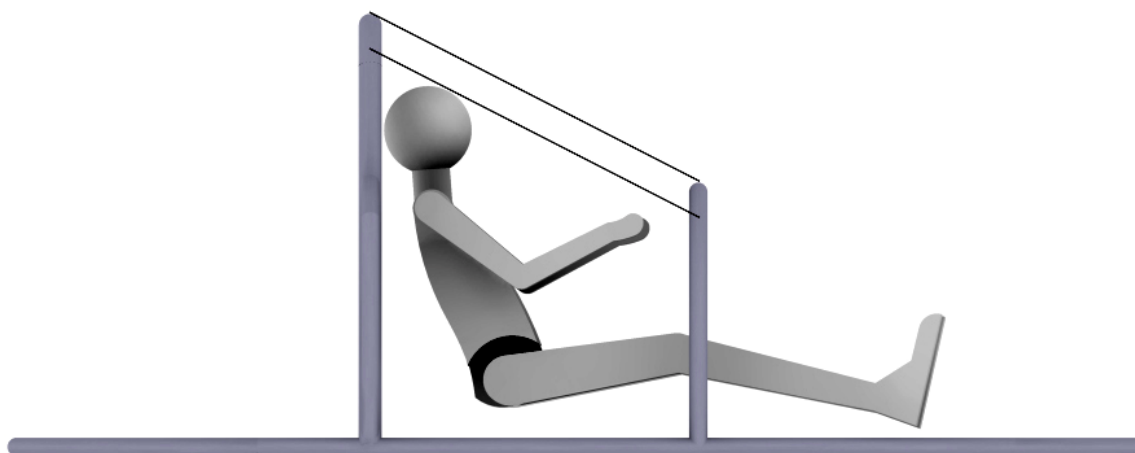
Pro zjištění vhodnosti prostoru pro řidiče byla vytvořena náhrada řidiče ve formě objemového modelu figuríny (Obr. 17). Rozměry figuríny odpovídají rozměrům dle norem SAE, určené pro sportovní vozidla. Pro univerzálnost při využívání figuríny byl zvolen datový soubor STEP.



*Obr.19 Figurína dle SAE*



Norma definuje vzdálenost helmy od spojnice předního a zadního ochranného oblouku. Rovnoběžky (Obr. 20) musí být od sebe v minimální vzdálenosti 80 mm dle FIA. Tento požadavek je splněn. Vzdálenost mezi rovnoběžnými rovinami je 100 mm. Je tedy možné záhlavní rám snížit, zvětšit vzdálenost mezi předním a zadním ochranným obloukem nebo ponechat rozměr. Při konstrukci bylo zvoleno ponechání vzdálenosti 100 mm.



Obr.20 Bezpečnost figurína

## 8.7 UMÍSTĚNÍ MOTORU

Pro návrh umístění motoru byl použit upravený motocyklový osmiventilový motor Hartley H1V8. Umístění motoru je pouze informativní, aby bylo možné zjistit polohu těžiště navrhovaného umístění a s touto polohou dále počítat. Byl vytvořen přibližný model z dostupných informací, kde bylo využito objemového modelování a datového souboru STEP. Přibližný model (Obr. 21) dostačuje pro řešení jeho umístění.

Při umístění motoru za záda jezdce je nutné co nejvíce omezit nežádoucí vlivy spojené s provozováním spalovacího motoru. Při provozu dochází k přenášení vibrací, hluku a k přenosu tepla. Řešením přenosu vibrací jsou dobře zvolené pružné členy takzvané silentbloky, kdy tyto členy většinu vibrací motoru pohlcují. Hluk motoru je možné omezit vhodným tvarem karoserie, aby nedocházelo k odrazu zvukových vln směrem k jezdci. Popřípadě je vhodné použít protihlukovou bariéru, která může být využita zároveň jako ochrana proti přenosu tepla od motoru na řidiče. Tato bariéra může být umístěna v oblouku zadního ochranného rámu oddělujícího prostor jezdce a prostor motoru.

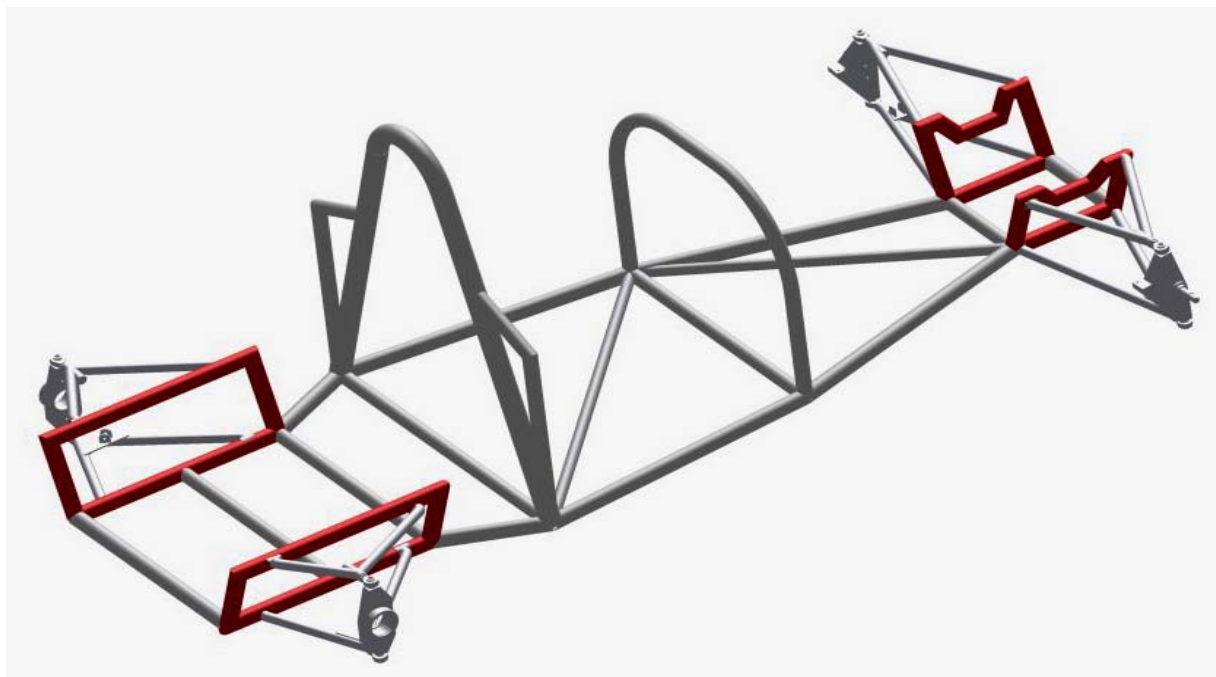


Obr.21 Umístění motoru

## 8.8 PŘEDNÍ A ZADNÍ ČÁSTI PRO ZAVĚŠENÍ

Přední a zadní konstrukce určená pro zavěšení byla vytvořena v návaznosti na kolegy zpracovaných ramenech zavěšení. Z původního modelu, který měl sloužit pouze k přehlednému odměření hodnot zavěšení, byla importována sestava předního a zadního ramene zavěšení. Při importování pomocí datového souboru STEP docházelo při načítání k přerušení, které vedlo k pádu celé sestavy. Tento problém se objevoval i při načítání na jiných počítačích. Z toho bylo usouzeno, že při převodu sestavy docházelo opakovaně k chybě. Kvůli tomuto problému bylo nutné přejít na datový soubor typu IGES. Při importování tohoto souboru do režimu sestavy v prostředí Inventor nedocházelo k předchozím komplikacím.

Na obrázku 22 jsou znázorněny červeně části automobilového rámu, které jsou určeny tvarově a rozměrově pro připevnění ramen zavěšení. Při konstrukci bodu uchycení v návaznosti na ramena zavěšení se objevil problém s dvoustupňovou sbíhavostí a rozbíhavostí ramen. Při konstrukci byly objeveny dvě možnosti řešení odklonu od referenční roviny. První možnost byla přizpůsobit části určené pro uchycení tomuto odklonu. Pro malosériovou výrobu není výhodné používat automatizovanou svařovací linku a v praxi by to znamenalo složitější spojování profilů, obtížnější svařování a vlivem toho i zvýšení nepřesnosti. Druhou variantou bylo ponechání pravoúhle spojených trubek. Na takto spojené trubky by byly připevněny svařováním pod úhlem čepy ramen. Při použití této varianty byly zachovány veškeré požadované parametry. Pro změnu odklonu byl využit pomocný přípravek pro zachování požadovaného odklonu. Části rámu pro upevnění zavěšení jsou skloněny, aby nebyla omezena funkčnost zavěšení



Obr.22 Části zavěšení

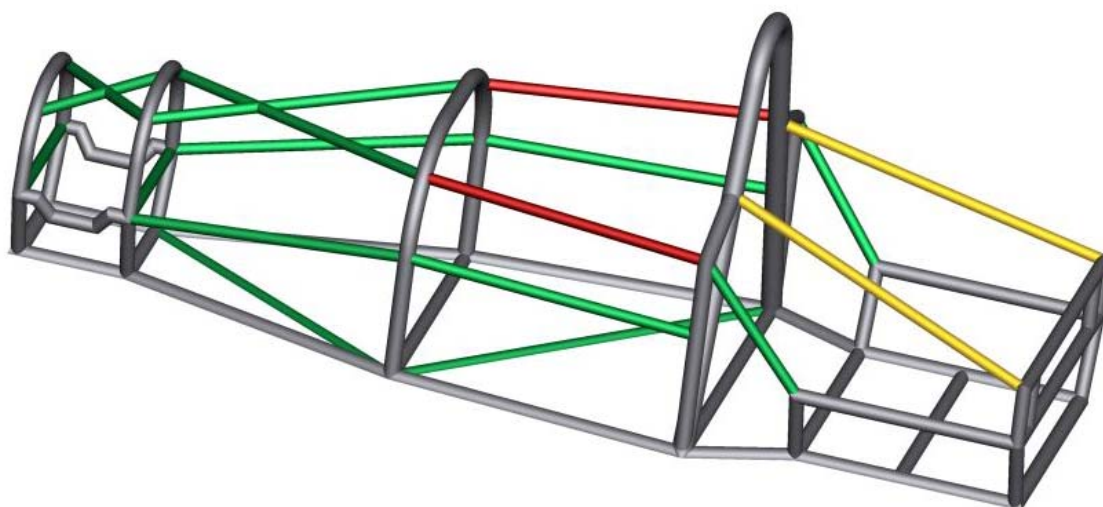
## 8.9 VYZTUŽENÍ RÁMU

Vyztužení rámu, které je na obrázku 23 vyznačeno barevně, slouží k rozložení napětí na více prvků rámu. Základní vyztužení rámu proběhlo pomocí dříve získaných znalostí při studiu. Trubkové výztuhy byly konstruovány jako výstužné profily. Výztuhy byly umístěny na základní předpokládaná místa, aby byla možná pozdější optimalizace. Tímto přístupem bylo zamezeno zbytečnému naddimenzování výztuhových částí a tím i zbytečnému zvýšení hmotnosti rámu.

Pro vyztužování platí několik již výše zmíněných norem dle FIA. Pro vyztužování rámu se jedná o dvě podmínky. První podmínka určuje minimální výšku všech horních bodů struktury obklopující jezdce, která musí být alespoň 500 mm nad referenční novinou. Nejníže položená část struktury jsou vyztužující profily znázorněné na obrázku 23 červeně. Nejnížší bod tohoto profilu leží ve výšce 600 mm nad referenční rovinou. Tímto posunutím při konstrukci byla dána možnost pro pozdější modifikaci. Je tedy možné případně snížit boční výztuhy kvůli zlepšení nástupu a výstupu z vozidla nebo změnit stoupání trubek. Druhá podmínka určuje minimální sklon svíraný zadním bezpečnostním obloukem a jeho výztužemi, které jsou na obrázku znázorněny žlutě. Úhel takto svíraný musí mít minimálně 30°. Při konstrukci těchto výztuží zadního ochranného oblouku se vyskytla kolize umístěného modelu motoru a těchto výztuží. Bylo tedy nutné přehodnotit uchycení těchto výztuží. Řešení tohoto problému bylo možné třemi uvažovanými způsoby. Posunutí bodu styku výztuže a ochranného oblouku výše. Tímto způsobem se zvětšil prostor pro motor, naopak se zmenšil úhel až na hranici normy. Další možností byla změna výšky zadního uchycení výztuže k rámu. Tímto způsobem se prostor pro motor zvětšil a zároveň se zvětšil i kontrolovaný úhel. Při použití této metody bylo nutné přidat pomocnou konstrukci. Zároveň se ukázalo vhodné na tuto pomocnou konstrukci umístit uchycení tlumičů zadní nápravy. Poslední metodou odstranění kolize bylo použít k vyztužení rámu trubku ohnutou do velkého rádiusu. Tato metoda nevyhovovala konceptu



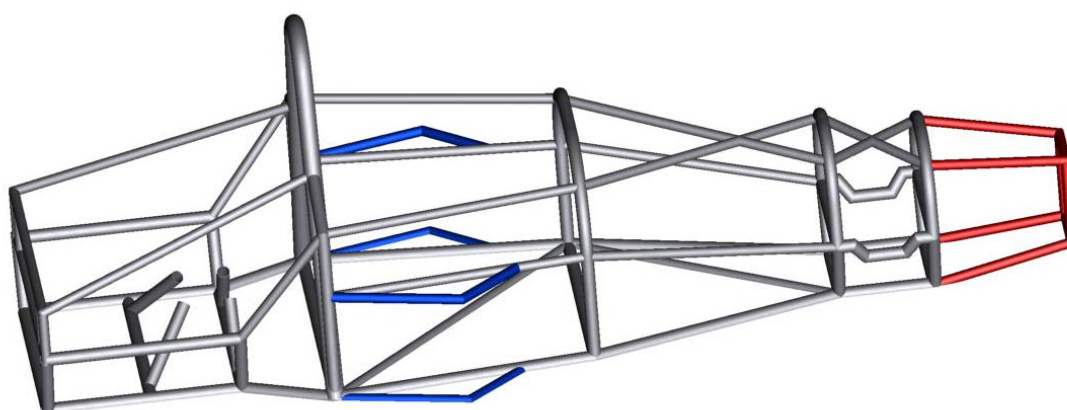
karoserie. Jako nejvhodnější volba byla zvolena změna výšky zadního uchycení, která je znázorněna na obrázku.



*Obr.23 Vyztužující profily*

## 8.10 VNĚJŠÍ ZÓNY

Vnější zóny rámu automobilu jsou konstrukce sloužící k uchycení nebo prodloužení deformačních zón rámu. Při tvorbě rámu byly umístěny dvě zóny. První zóna, na obrázku 24 znázorněna modře, slouží k umístění náporových chladičů. Druhá zóna, na obrázku 24 znázorněna červeně, slouží k prodloužení přední deformační zóny a popřípadě může sloužit i k umístění předního tlumiče nárazu.



*Obr.24 Vnější zóny*



## 8.11 KOMPLETACE KONSTRUKCE

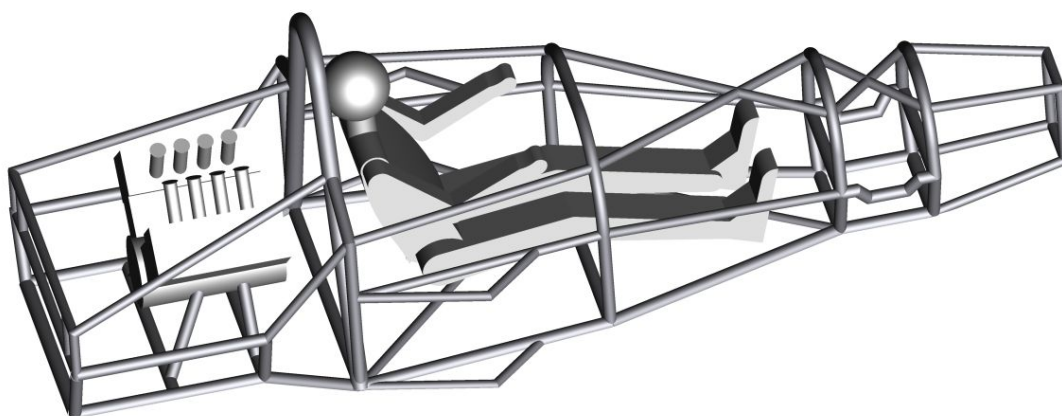
Při kompletaci konstrukce byly uvažovány tyto části:

- Rám automobilu
- Řidič
- Motor
- Prvky zavěšení kol
- Prvky řízení
- Karoserie

Ostatní části automobilu nebyly řešeny a při konstrukci byly zanedbány. Jako příklad palivová nádrž, součásti přenosu kroutícího momentu od motoru ke kolům, ovládací prvky, sedadlo a další prvky spojené s ovládáním a provozováním vozidla.

### RÁM AUTOMOBILU

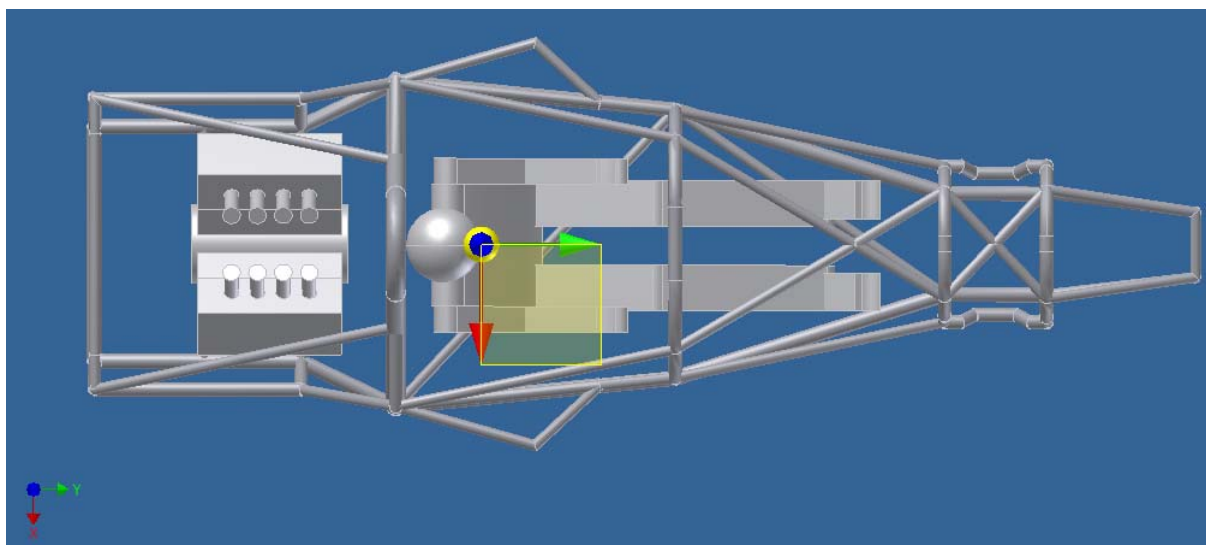
Při kompletaci sestavy rám, řidič a motor, bylo bráno usazení z výše řešených kapitol. Na obrázku 25 nejsou vidět žádné kolize, který by značily špatně navržené rozměry určení některého z prvku sestavy.



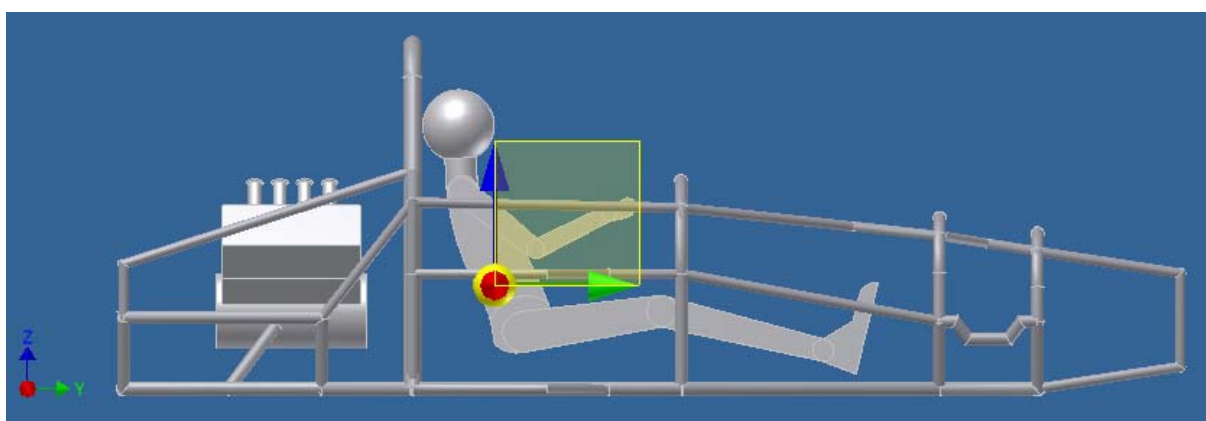
*Obr.25 Sestava rámu*

Dalším důvodem pro konstrukci sestavy rám, motor a řidič bylo zjištění hmotnosti a těžiště sestavy. Z hlediska zadání pro sportovní automobil bylo nutné, aby ovlivnitelné prvky (rám a motor) měly co nejnížší hmotnost při zachování bezpečnosti. Pro dobrou schopnost jízdy bylo také nutné, aby těžiště sestavy mělo co nejnížší výšku od referenční roviny.





Obr.26 Sestava rámu s těžištěm, horní pohled



Obr.27 Sestava rámu s těžištěm, boční pohled

Těžiště je zobrazeno na obrázku 26 a obrázku 27. Pro zjištění těžiště bylo použito funkce Zobrazit těžiště v programu Inventor 2010. Touto metodou šlo jednoduše ověřit vizuální polohu těžiště. Pro získání přesných souřadnic těžiště bylo použito iVlastností sestavy, jednoduše tak byla zjištěna poloha těžiště a hmotnost sestavy rámu. iVlastnosti řeší i další veličiny sestavy jako například plochu, objem nebo polární momenty sestavy.

#### Vlastnosti sestavy:

##### Poloha těžiště:

- souřadnice  $x = 1,48 \text{ mm}$
- souřadnice  $y = 1194,12 \text{ mm}$
- souřadnice  $z = 331,77 \text{ mm}$

Hmotnost rámu:  $m = 71,54 \text{ kg}$

Hmotnost sestavy:  $m_s = 215,46 \text{ kg}$



RamV2.iam iVlastnosti

Obecné Souhrn Projekt Stav Uživatelské Uložit Fyzikální

Materiál

Hustota 1,395 g/cm<sup>3</sup> Požadovaná přesnost Nízká

Aktualizovat

Schránka

Obecné vlastnosti

☐ Zahrnout kosmetické svary ☐ Zahrnout přepsání K5

Těžiště

Hmotnost 215,465 kg (Relativně) X 1,480 mm (Relativně)

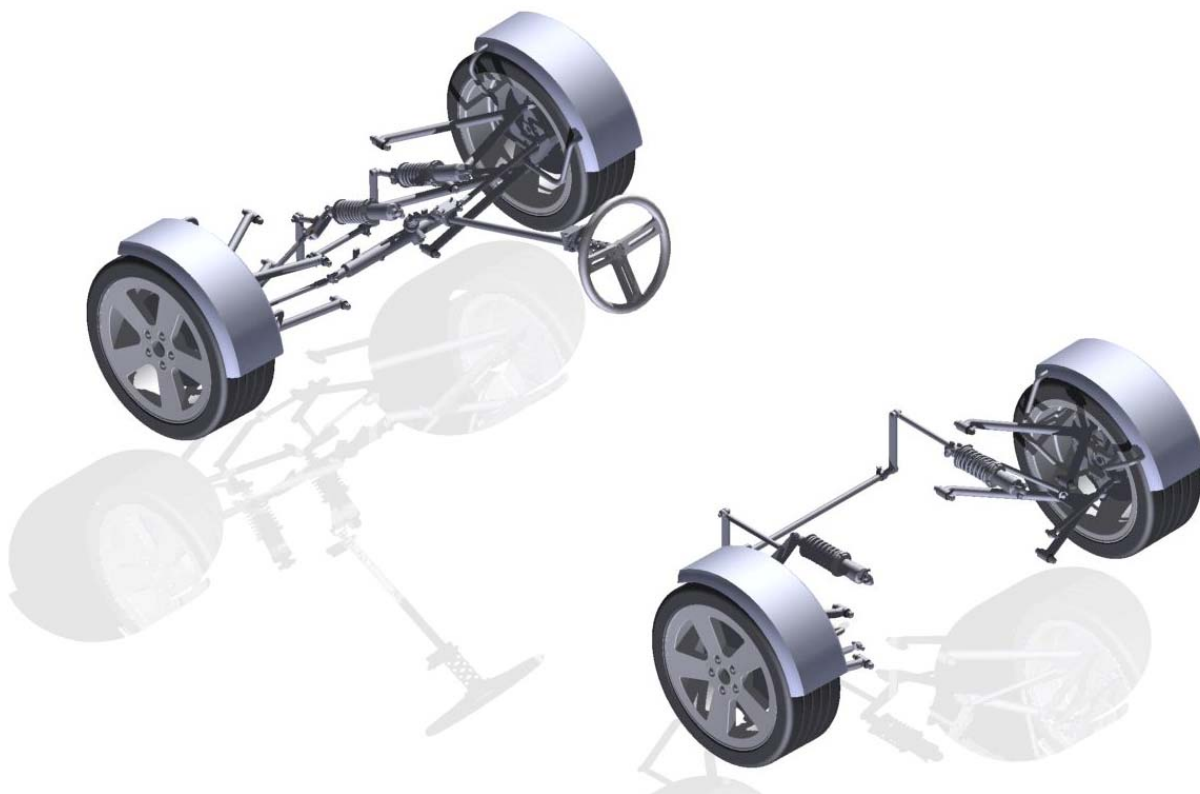
Plocha 15702306,725 mm<sup>2</sup> Y 1194,122 mm (Relativně)

Objem 154462012,963 mm<sup>3</sup> Z 331,775 mm (Relativně)

Obr.28 Vlastnosti sestavy

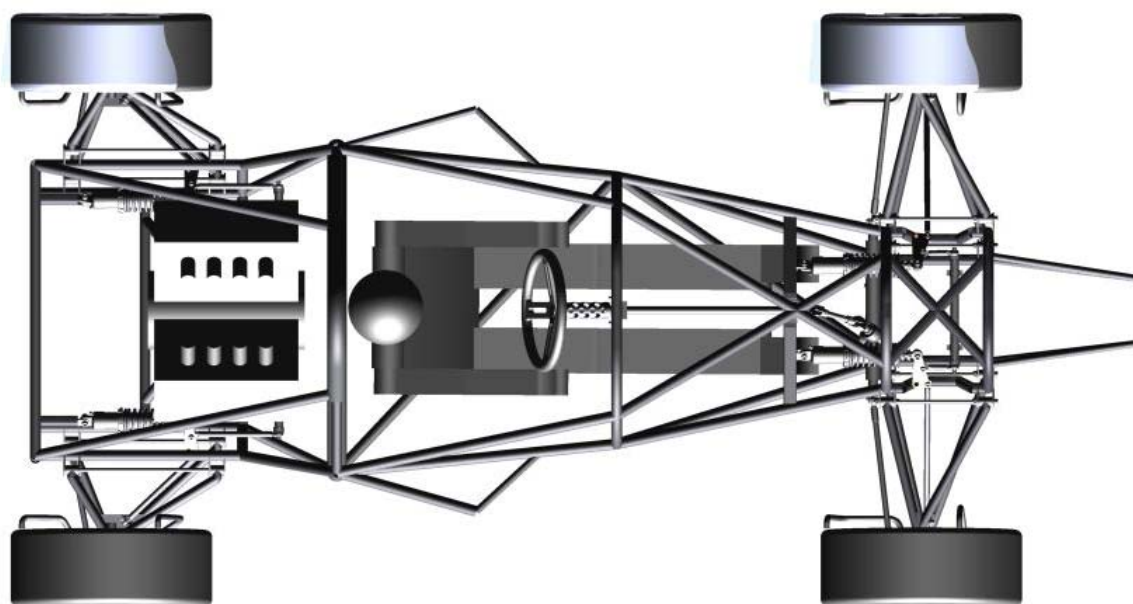
## ZAVĚŠENÍ KOL AUTOMOBILU

Zavěšení kol a návrh řízení bylo převzato z diplomové práce kolegy Tomáše Martínka. Který vypracoval dle zadání model, aby bylo možné práce sloučit do jedné sestavy. Sestavení těchto modelů proběhlo pomocí čepů umístěných na rámu.



Obr.29 Sestava zavěšení kol a řízení[16]





*Obr.30 Sestava zavěšení kol, řízení a rámu*

### KAROSERIE AUTOMOBILU

Karoserie byla převzata z diplomové práce kolegy Tomáše Jandy. Který vypracoval dle zadání model karoserie, aby bylo možné práce sloučit do jedné sestavy.

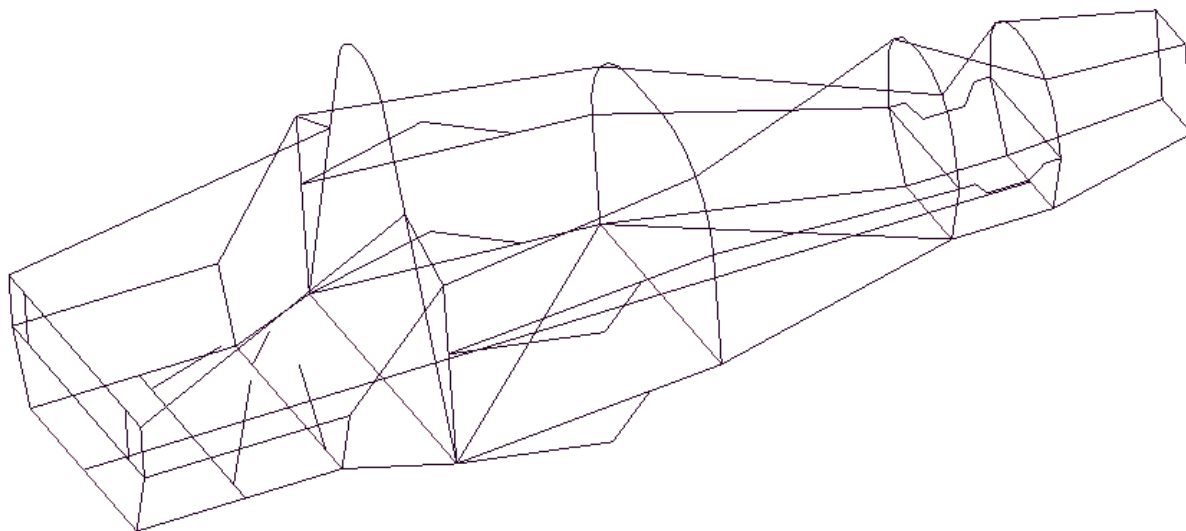


*Obr.31 Sestava kompletní[17]*



## 8.12 EXPORT STŘEDNICOVÉHO MODELU DO VÝPOČETNÍHO PROSTŘEDÍ ANSYS

Při exportaci modelu z prostředí Inventor 2010 pomocí datových souborů STEP a IGES docházelo k několika závažným problémům. Při exportování pomocí datového souboru IGES docházelo ke zdvojování a to jak čar, tak bodů. Proto byla zvolena exportace pomocí datového souboru STEP. Při tomto způsobu docházelo také k několika málo závažným chybám, ale export pomocí souboru STEP byl vhodnější než pomocí datového souboru IGES. Při exportaci pomocí STEP docházelo k rozpadu soudržnosti čar. Tato skutečnost byla jednoduše vyřešena (popsáno níže v kapitole výpočtová část).

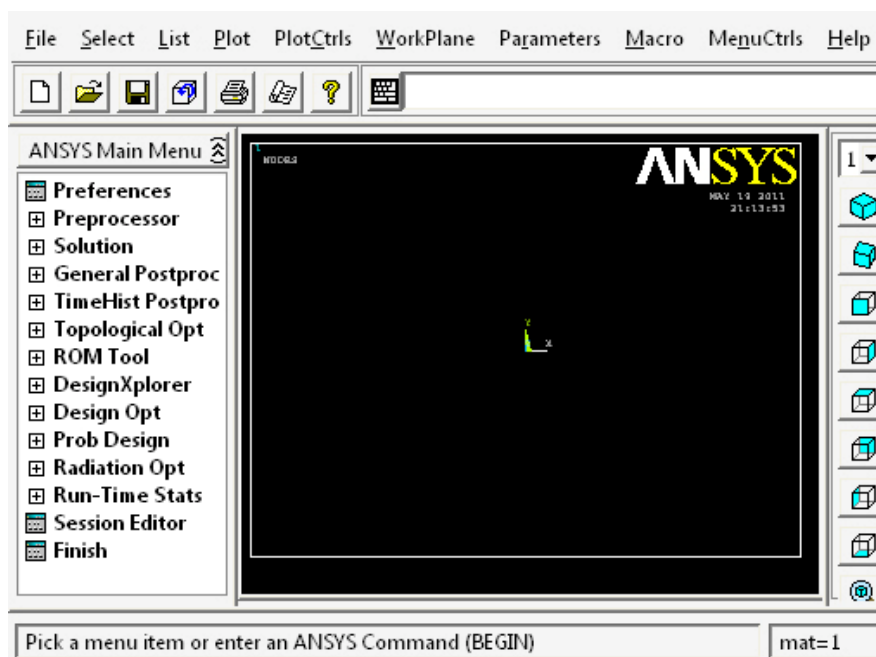


*Obr.32 Střednicový model*



## 9 VÝPOČET ZATÍŽENÍ A TUHOSTI

Výpočet probíhal v softwaru Ansys 12, který je založen na využívání MKP – metody konečných prvků. Na obrázku 33 je zobrazeno prostředí výpočtového programu. Vrchní část zabírá nástrojová lišta, která umožňuje používání funkcí. Levou stranu zabírá nabídka hlavního menu, která je koncipována jako postupné menu. Detailněji je probrána v následující kapitole. Na pravé straně se nachází pohledová lišta. Slouží k navigaci na pracovní ploše programu, která je umístěna centrálně v okně.



Obr.33 Prostředí Ansys 12

### 9.1 POSTUP ŘEŠENÍ

Postup řešení v programu Ansys 12 probíhá ve třech krocích. Skládá se z Preprocesor, kde se zadávají vstupní parametry úlohy. Dalším krokem je Solution v této části se řeší úloha samotná a posledním krokem je General postprocessor, kde se zobrazuje výpis výsledků.

#### PREPROCESSOR

- Typy elementů
- Reálné konstanty
- Materiálové charakteristiky
- Modelování
- Tvorba sítě



### SOLUTION

- Volba zatížení
- Volba okrajových podmínek
- Řešení úlohy

## GENERAL POSTPROCESSOR

- Načtení výsledků úlohy
- Zobrazení výsledků úlohy

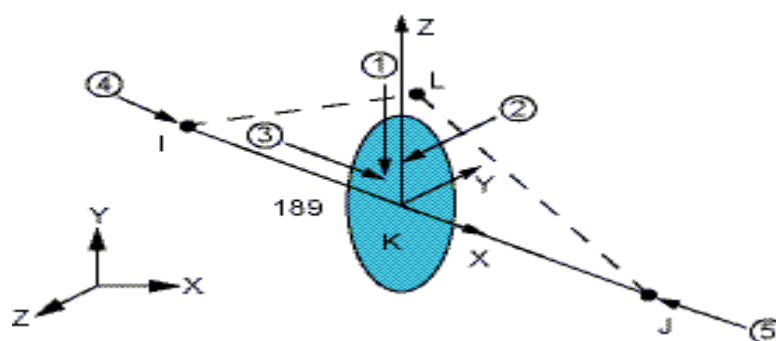
## 9.2 NASTAVENÍ HODNOT PRO VÝPOČET

## TYPY ELEMENTŮ

Pro výpočet konstrukce rámu modelu byly zvoleny dva typy elementů Beam 189 a Link 8

## Beam 189

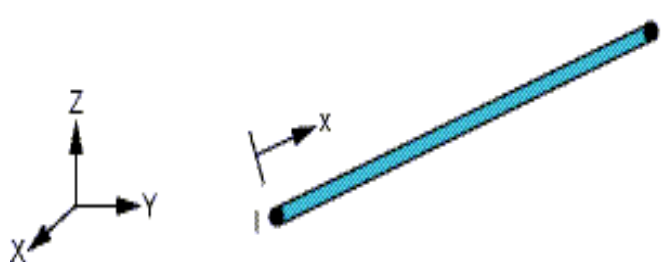
Jedná se o objemový element se šesti až sedmi stupni volnosti v každém uzlu. Sedmý stupeň volnosti je význam deformace. Je vhodný pro analýzu štíhlých prutových konstrukcí. Element definují uzly I, J a K v globálním souřadném systému. Tento prvek je použit u všech hlavních částí rámu.



*Obr.34 Beam 189[18]*

## Link 8

Je prutový objemový element, který je namáhám jen na tah a tlak. Pro každý uzel má tři stupně volnosti. Osa je orientována podél prvku, jak je patrné z obrázku 35. Tento prvek je použit u lichoběžníkového zavěšení a to pouze u zjištění tuhosti rámu.



Obr.35 Link 8[18]

### MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY

Volba materiálu byla provedena v záložce Material models pro materiály Beam 189 a Link 8. Nastavení proběhlo u obou materiálů stejně. Jednalo se o strukturální lineárně elastický isotopický materiál. U každého z materiálů byly nastaveny jiné parametry tohoto materiálu.

Materiál pro Beam 189

- Modul pružnosti v tahu  $G = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
- Součinitel příčného přetvoření  $\mu = 0,3$
- Hustota materiálu  $\rho = 7850 \text{ kg.m}^3$

Materiál pro Link 8

- Modul pružnosti v tahu  $G = 2,1 \cdot 10^{10} \text{ MPa}$
- Součinitel příčného přetvoření  $\mu = 0,3$
- Hustota materiálu  $\rho = 7850 \text{ kg.m}^3$

Materiál pro link 8 slouží jako pomocný prvek k výpočtu torzní tuhosti rámu. U prvku nesmělo dojít k větší deformaci, proto byl použit vysoce pevný materiál. Nebylo proto nutné zadávat reálné hodnoty.

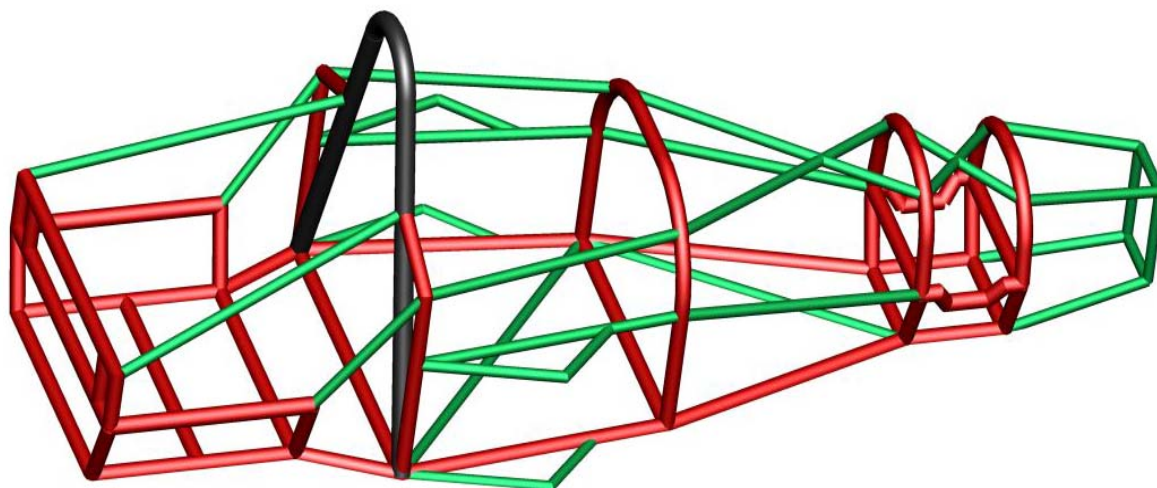
### MODELOVÁNÍ

Kompletní osový model rámu byl zjednodušen. Byly odstraněny nepodstatné části pro pevnostní výpočet, aby zbytečně nezpomalovaly průběh výpočtu. Z výpočtového hlediska byly odstraněny zanedbatelné prvky jako například uchycení chladiče nebo uchycení motoru. Při importu dat z konstrukčního návrhu došlo v několika případech k nesoudržnosti osového modelu a nebylo možné dokončit výpočet. Bylo proto nutné použít Booleans operaci Glue. Osy se takto spojily a vytvořily jeden uzel, který umožňoval průběh výpočtu.



## TVORBA SÍTĚ

Před vlastní tvorbou sítě bylo nutné přiřadit osám daný profil. To bylo provedeno pomocí funkce Mesh Attributes. Vybraným čarám byl přiřazen určený profil. Rozměry profilů v tabulce 2. Po tomto kroku mohlo dojít k samotné tvorbě výpočtové sítě.



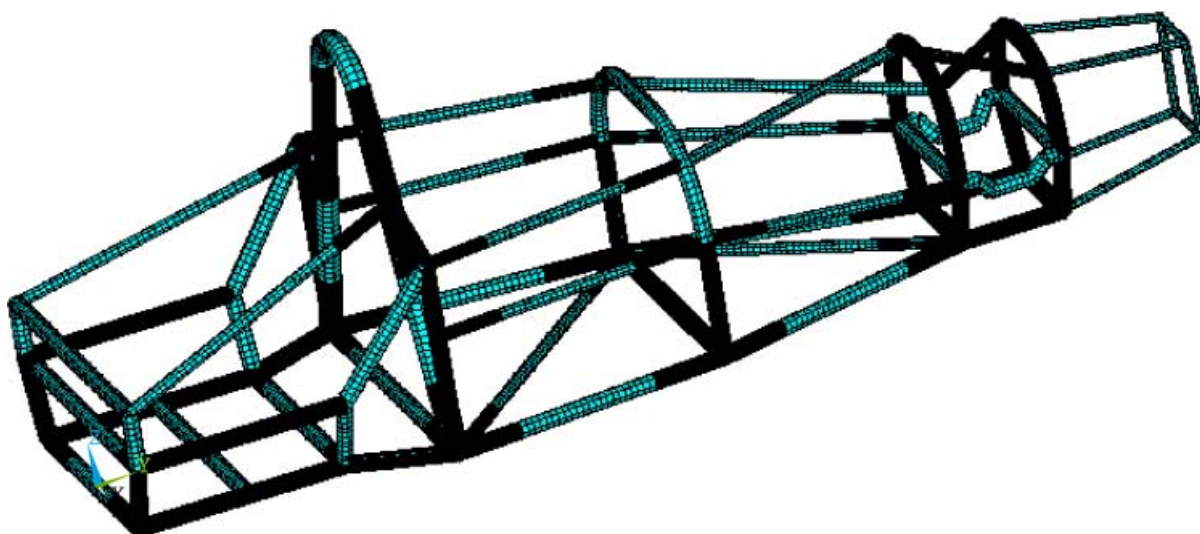
Obr.36 Rozdělení profilů

Tab. 2 Rozdělení profilů pro přiřazení

Číslo	Název	Profil	Průměr	Tloušťka	Element	Označení
1.	Hlavní nosník	Trubkový	50 mm	2mm	Beam 189	červená
2.	Výztuha	Trubkový	35 mm	1,6 mm	Beam 189	zelená
3.	Bezpečnostní nosník	Trubkový	70 mm	3 mm	Beam 189	černá
4.	Zavěšení	Trubkový	25 mm	1,6 mm	Link 8	

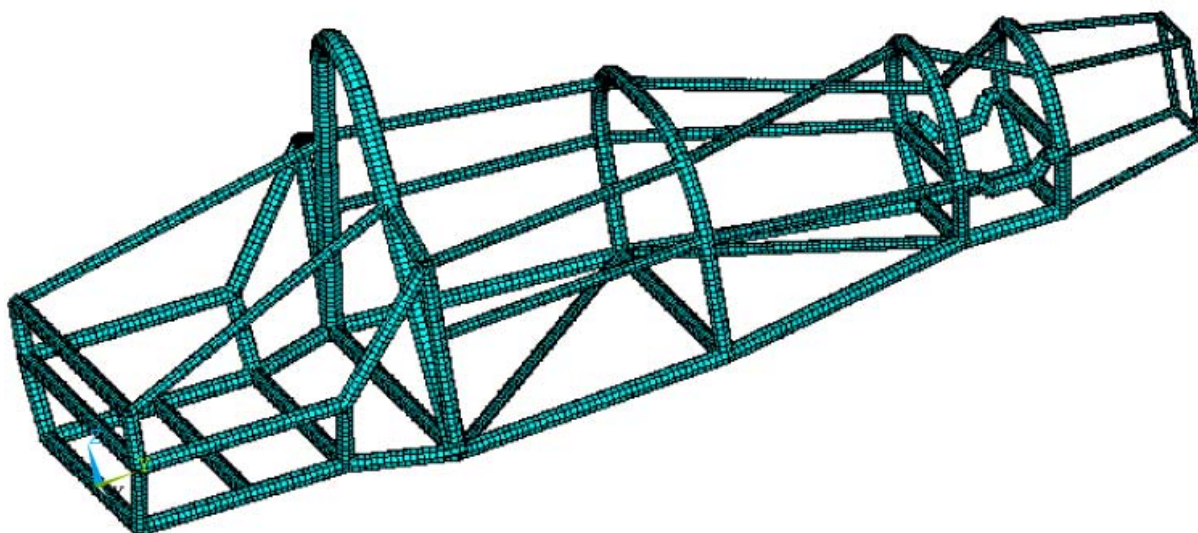
Pro každou úlohu byly vytvořeny dvě verze výpočtové sítě. Jedna byla určena pro rychlý orientační výpočet a druhá byla určena pro přesnější výpočet. Pro přesnější variantu byl předem upraven rám, aby bylo možné zpřesnit síť v uzlových bodech konstrukce rámu. U přesnější sítě byly nastaveny velikosti prvku okolo uzlu 1 mm a mimo uzel 10 mm. Na obrázku 37 je černou barvou znázorněno jemné síťování okolo uzlů.





*Obr.37 Kombinace jemného a hrubého síťování*

U méně přesné sítě, na obrázku 38, byla zvolena velikost prvku 20 mm. U většiny stavů postačuje pro přesnost výpočtu síť méně přesná. U přesnější sítě trvá výpočet 3x déle než u méně přesné. I tak výpočet probíhal v čase kratším než 5 vteřin. Bohužel na grafické vykreslení výsledku si vyžádala přesnější síť mnohonásobně větší požadavky.

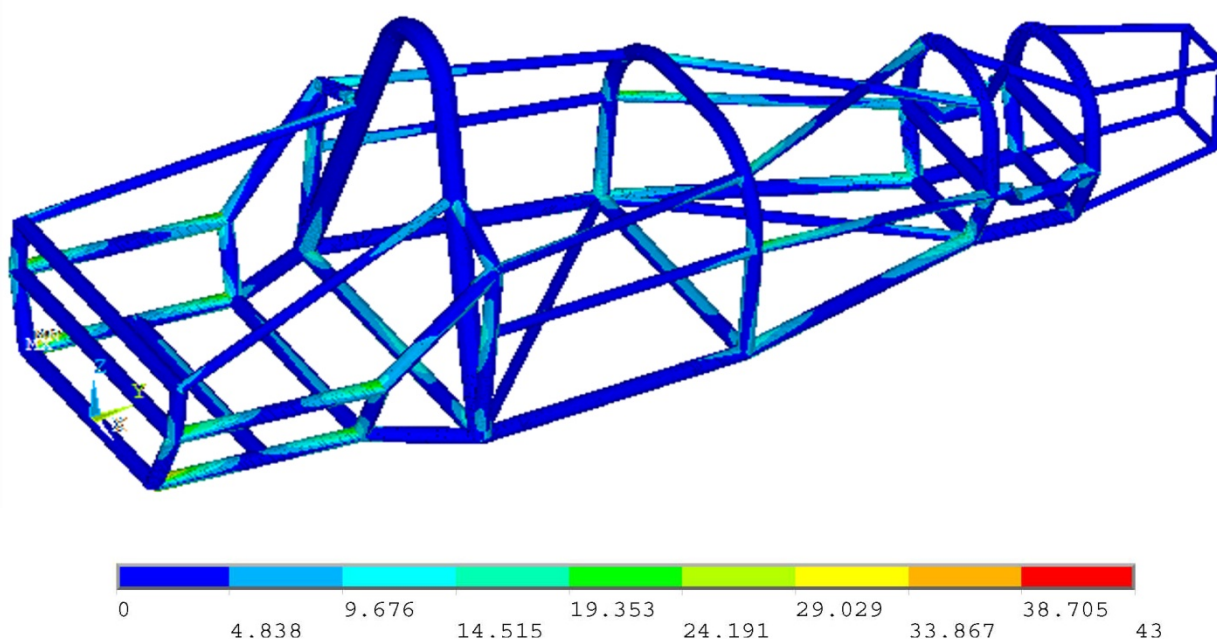


*Obr.38 Hrubé síťování*



### 9.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ STATICKÉHO

Při statickém zatížení byly modelovány jen síly působící od řidiče, motoru a rámu. Síly působí v jejich těžištích, které byly zjištěny dříve. Udávané hodnoty grafického znázornění jsou uvedeny u všech výpočtů v MPa. Z obrázku 39 je patrné největší zatížení v místech od uchycení motoru, kde dosahuje velikost napětí až 43 MPa. Ostatní oblasti napětí jsou rovnoměrně rozloženy po rámu a nevzniká žádná větší kumulace.



Obr.39 Statické zatížení





## 9.4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI BRZDĚNÍ

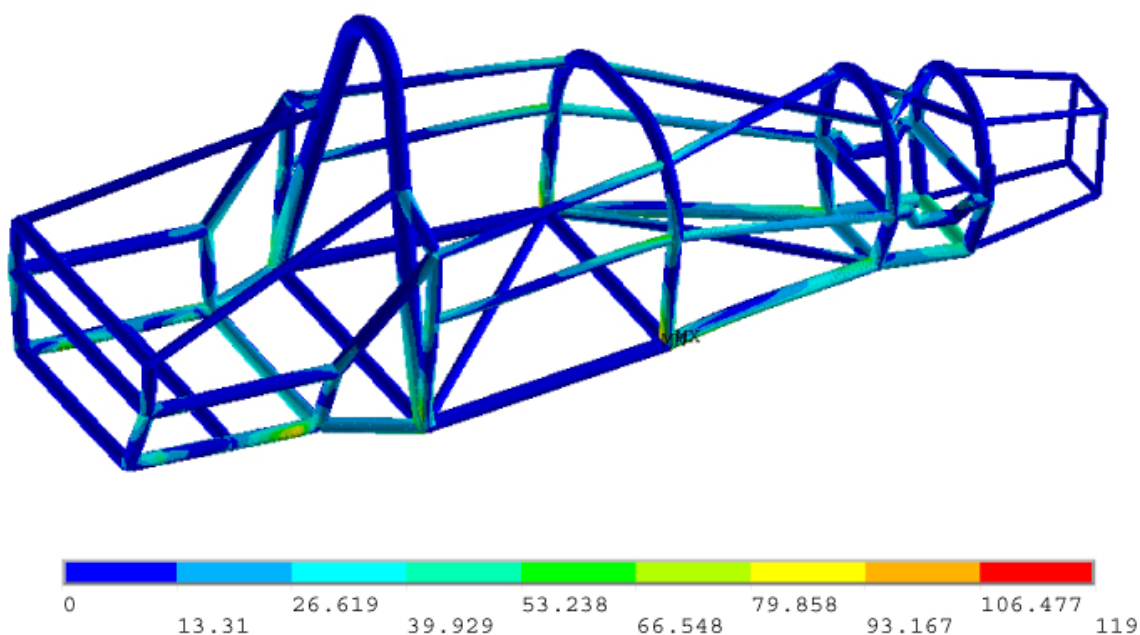
Zatížení při maximálním brzdění bylo modelováno podle hodnot, které poskytl kolega Tomáš Martínek zpracovávající zavěšení automobilu. Hodnoty byly získány pomocí programu Adams. Z hodnot byla zpracována tabulka 3 pro přehlednost zadání.

Tab. 3 Hodnoty sil při brzdění[16]

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	-4971	-2123	-344	RZ1	-2119	0	-208
RP2	-2738	0	-136	RZ2	776	-2362	-121
RP3	1357	0	-236	RZ3	300	0	-3
RP4	-1239	880	246	RZ4	-335	493	-14

Výsledné hodnoty znázorňují působení na rám v místě styku se zavěšením. Tyto síly byly při tvorbě zatížení násobeny bezpečnostním koeficientem  $k_b = 3$ . Tento koeficient byl zvolen, aby zahrnul hledisko přetížení rámu. Byl zvolen po konzultaci dle osobních znalostí.

Na obrázku 40 je znázorněn výsledek silového působení při brzdění. Napětí dosahuje maximální hodnoty 119 MPa. Jak bylo předpokládáno, kumulace napětí vzniká v místech omezení posuvů a v místech působení sil. Ostatní napětí je rozloženo rovnoměrně po rámu a nevzniká žádná podstatná kumulace. Výsledné hodnoty napětí jsou přípustné pro tuto konstrukci.



Obr.40 Zatížení při brzdění



## 9.5 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI PRŮJEZDU ZATÁČKOU

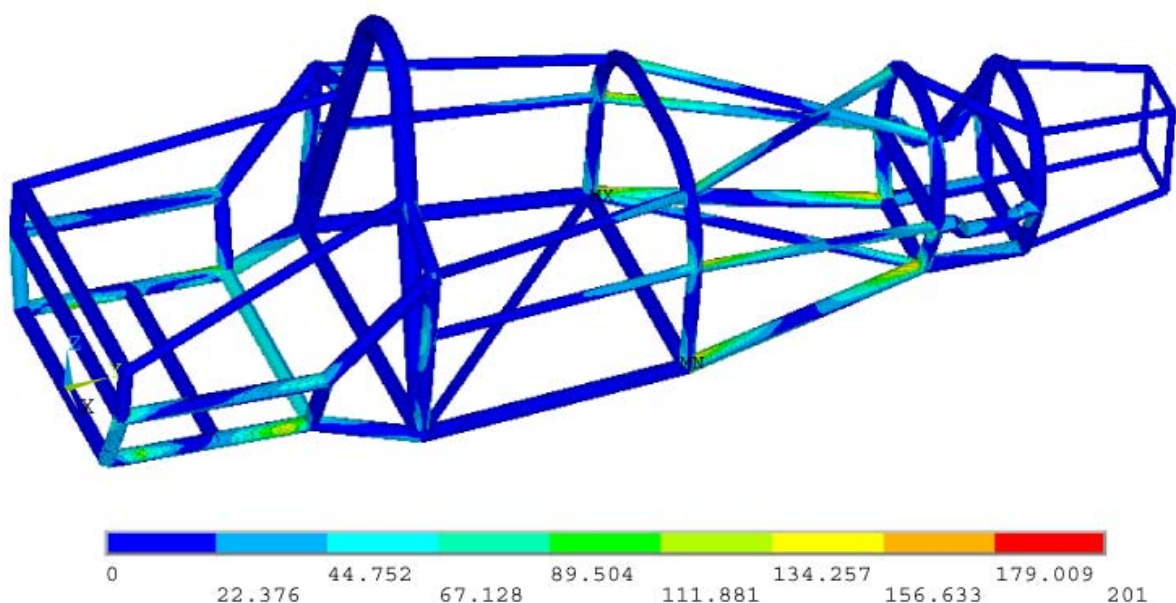
Zatížení při průjezdu zatáčkou bylo modelováno podle hodnot, které poskytl kolega zpracovávající zavěšení automobilu. Hodnoty byly získány pomocí programu Adams. Z hodnot byla zpracována tabulka 4 pro přehlednost zadání.

Tab. 4 Hodnoty sil při průjezdu zatáčkou[16]

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	1400	0	-481	RZ1	-2581	0	-12
RP2	2201	0	-681	RZ2	1866	-3703	-771
RP3	133	0	18	RZ3	-265	0	50
RP4	544	-49	76	RZ4	-726	10	137

Hodnoty silového zatížení odpovídají vnější, více zatížené, straně při průjezdu zatáčkou. Opět bylo použito  $k_b = 3$ . Obě strany rámu byly zatíženy silou, která působí na více zatíženou stranu při průjezdu zatáčkou.

Na obrázku 41 je znázorněn průběh napětí při průjezdu zatáčkou. Napětí dosahuje až 201 MPa. Kromě kumulace napětí v obvyklých místech vzniká i v místě podélné výztuhy předního ochranného rámu o velikosti v rozmezí 156,6 MPa až 179 MPa (určeno podle barevného spektra). Zbylé napětí je rozloženo rovnoměrně po rámu. Hodnoty napětí pro tento stav jsou přípustné.



Obr.41 Zatížení při průjezdu zatáčkou



## 9.6 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI MAXIMÁLNÍM STLAČENÍ PRUŽIN

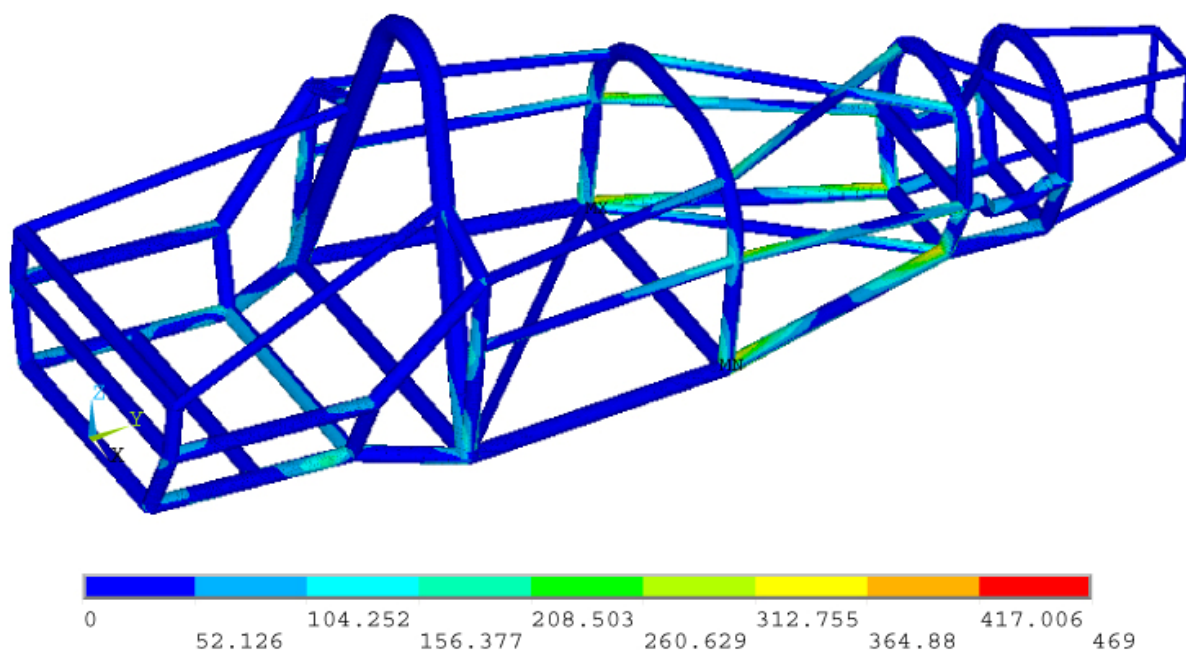
Zatížení při maximálním stlačení pružin bylo modelováno podle hodnot, které poskytl kolega zpracovávající zavěšení automobilu. Hodnoty byly získány pomocí programu Adams. Z hodnot byla zpracována tabulka 5 pro přehlednost zadání.

Tab. 5 Hodnoty sil při maximálním stlačení pružin[16]

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	-3613	85	-994	RZ1	-4057	0	189
RP2	-6087	0	-1373	RZ2	-267	-4526	-803
RP3	81	0	-15	RZ3	56	14	-14
RP4	46	28	-8	RZ4	116	0	-28

Silové zatížení odpovídá stavu při stlačení všech pružin zavěšení na maximální možnou hranici. Opět byl použit pro hodnoty součinitel bezpečnosti  $k_b = 3$ .

Obrázek 42 znázorňuje průběh napětí při maximálním stlačení všech pružin. Napětí dosahuje hodnoty až 469 MPa. Kumulace napětí navíc vzniká i ve styku výztuhy s předním bezpečnostním rámem a nabývá hodnot kolem 364 MPa. Zbylé napětí je rozloženo rovnoměrně po rámu. Hodnoty napětí vykazující tento stav jsou nepřipustné. Je proto nutné zkontrolovat objektivnost výpočtu. Zdali nedošlo k chybě například při tvorbě sítě. Nebylo shledáno žádné pochybení. Je tedy nutné přikročit v části optimalizace ke snížení napětí v daných částech přidáním výztuhy popřípadě zvětšit profil v dané části.



Obr.42 Zatížení při maximálním stlačení pružin



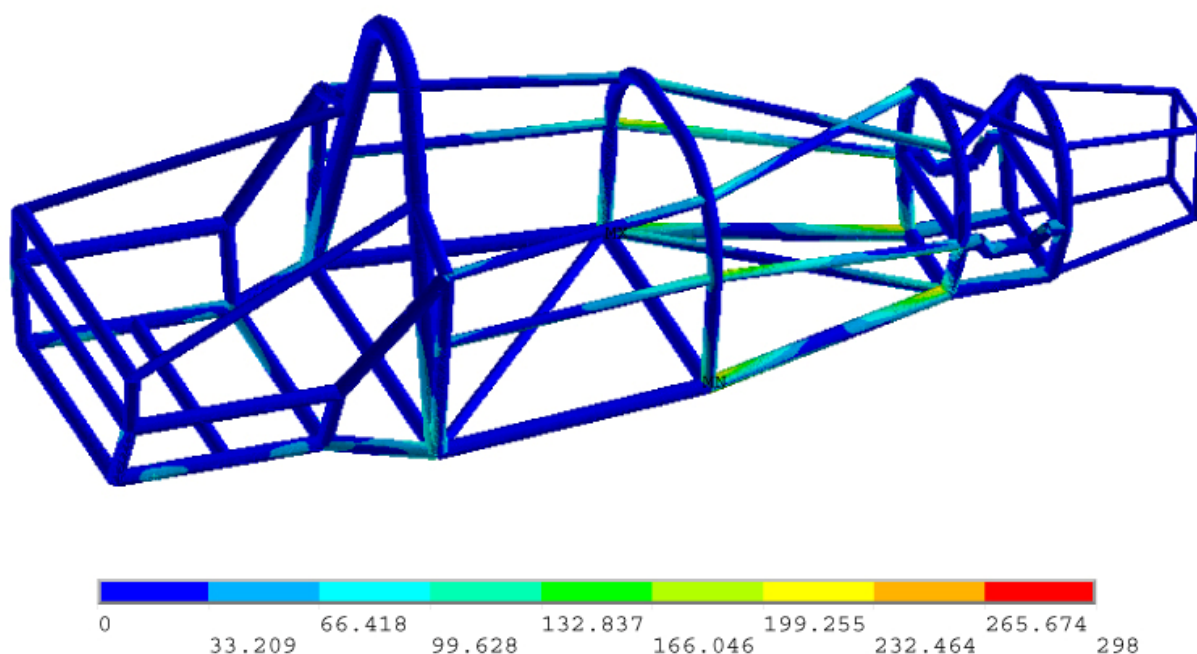
## 9.7 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI KOMBINACI TŘÍ PŘEDCHOZÍCH STAVŮ

Zadání hodnot v tabulce 6 pro kombinaci zatížení. Stav byl odvozen z automobilu, který projíždí zatáčkou při maximálním brzdění a maximálně stlačenými pružinami zavěšení.

Tab. 6 Hodnoty sil při kombinaci stavů[16]

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	-7107	-2112	-721	RZ1	-4334	0	208
RP2	-803	0	-1826	RZ2	3076	-5840	-1134
RP3	1167	0	-222	RZ3	19	579	-25
RP4	-1991	946	413	RZ4	-1232	0	300

Pro výpočet bylo opět použito bezpečnostního koeficientu  $k_b = 3$ . Podle předpokladů by tento stav měl simulovat nejkritičtější situaci při provozu automobilu. Napětí v místech vetknutí a upevnění opět vykazuje maxima, které dosahují až 298 MPa. Hodnoty pro tento stav jsou přípustné.



Obr.43 Zatížení při kombinaci stavů



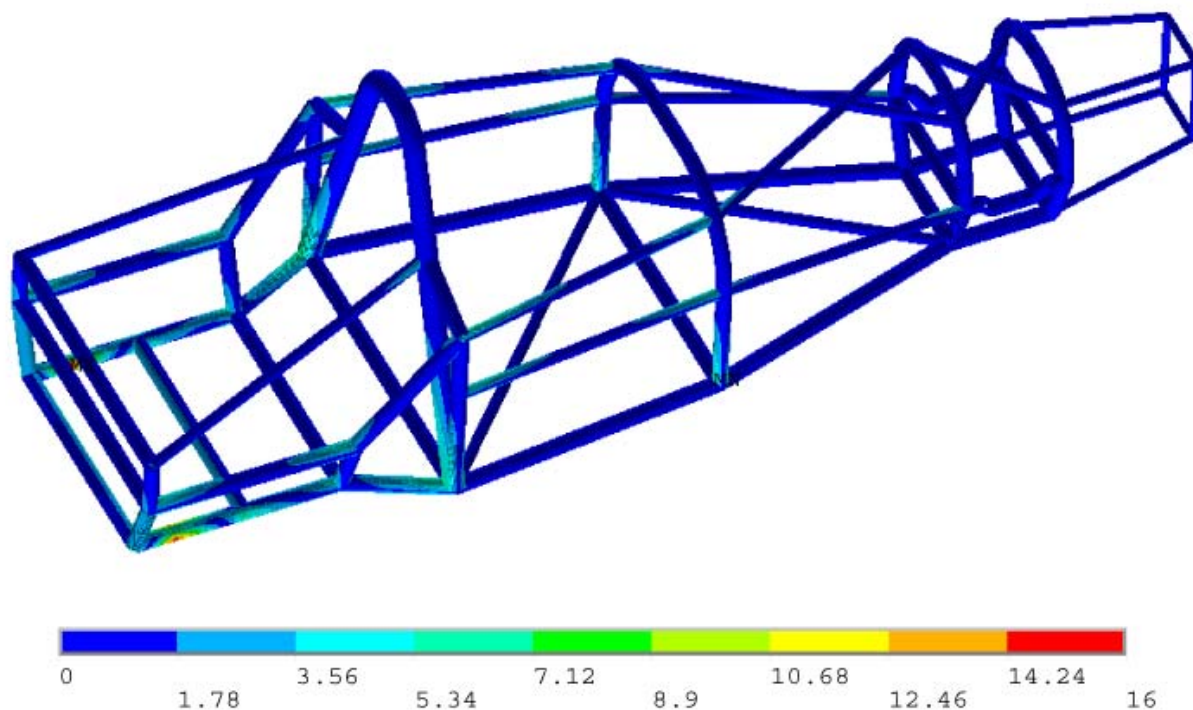
## 9.8 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI AKCELERACI

Zadání hodnot v tabulce 7 při maximální akceleraci. Stav byl odvozen z automobilu se zadním náhonem, který zrychluje.

Tab. 7 Hodnoty sil při akceleraci[16]

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	0	-353	-43	RZ1	0	-85	-74
RP2	7	-502	-48	RZ2	0	-2143	-343
RP3	0	27	0	RZ3	0	-640	90
RP4	-11	4	0	RZ4	1155	927	-90

Pro výpočet bylo opět použito bezpečnostního koeficientu  $k_b = 3$ . Při tomto stavu bylo hlavní napětí v zadní části automobilu. Došlo k rozložení napětí mezi nosníky zadní části, kde byl zvolen pohon zadních kol. Maximální napětí dosahují 16 MPa v místě zadního spodního ramene zavěšení. Vliv omezení stupňů volnosti se projevil minimálně. Hodnota napětí je přípustná a při takové velikosti zanedbatelná.



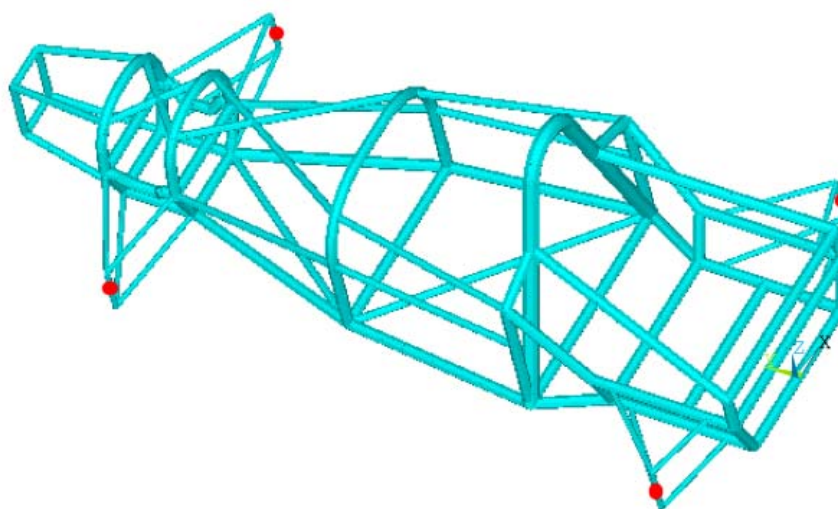
Obr.44 Zatížení při akceleraci





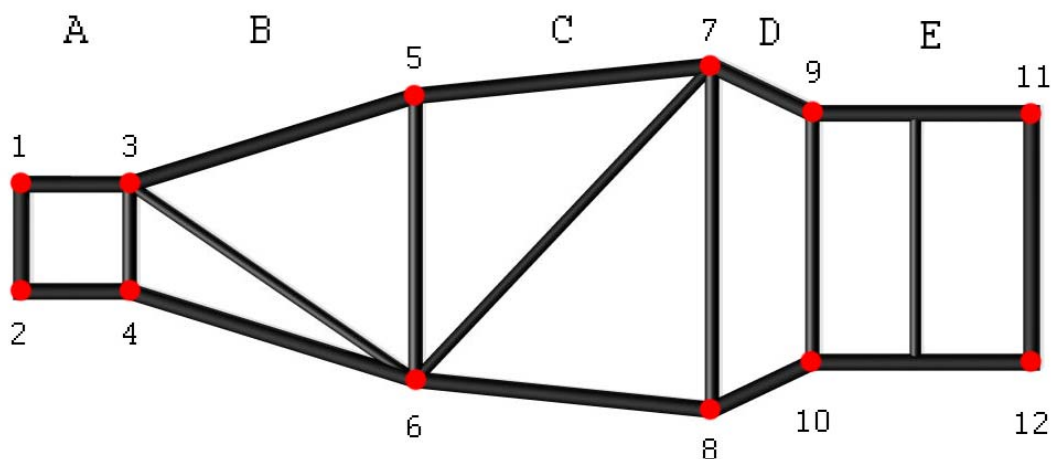
## 9.9 VÝPOČET TORZNÍ TUHOSTI RÁMU

Při výpočtu torzní tuhosti se využívá zatěžováním statickým kroutícím momentem. Tento moment se vyvozuje silou na jednu těhlici nápravy. Ostatní těhlice náprav musí být blokovány vůči posuvu. Správnou posloupností omezování stupňů volnosti se výpočet přibližuje skutečnosti. Na obrázku 45 je znázorněn postup omezování stupňů volnosti pro tuto úlohu červenými body. Na pravé přední kolo byla umístěna zatěžující síla  $F = 1000\text{N}$  jdoucí ve směru osy Z. Levému přednímu kolu byl omezen posuv ve směru osy X a Z. Pravému zadnímu kolu byl omezen posuv ve směru osy Y a Z. Levému zadnímu kolu byl omezen posuv v osách X, Y a Z.



Obr.45 Umístění síly a omezení vazeb

Pro výpočet torzní tuhosti rámu byly zvoleny body na podlahové části rámu na obrázku 46. Každý z označených bodů je definován ve výpočtovém modelu uzlovým bodem. Tyto body byly umístěny do předpokládaných míst změny průběhu torzní tuhosti rámu. Předem bylo stanoveno možné objevení maximální hodnoty torzní tuhosti. Podle předpokladů by se maximální hodnota měla nalézat na řezu definovaném čísly 7 a 9. Tento řez reprezentuje zadní ochranný rám.



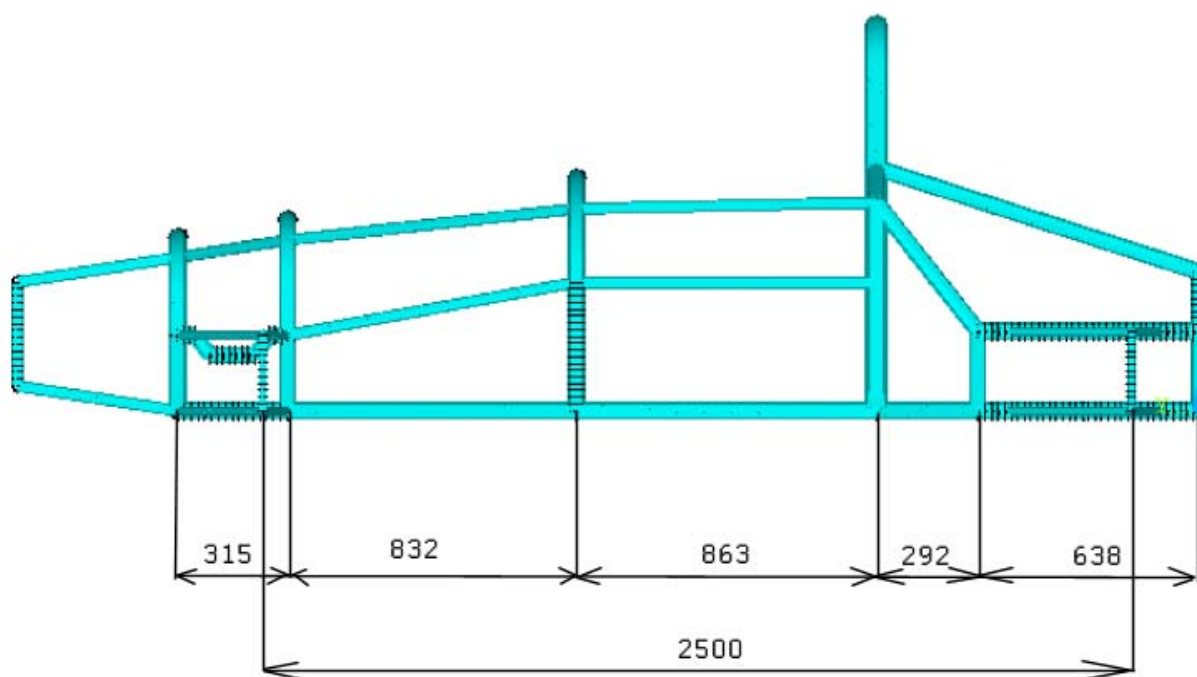
Obr.46 Zobrazení bodů



V tabulce 8 se nachází hodnoty polohy zvolených bodů podlahového rámu.

Tab. 8 Hodnoty hlavních bodů

Číslo bodu	Keypoint	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	11	156	2940	0
2	15	-156	2940	0
3	10	156	2625	0
4	14	-156	2625	0
5	45	412,5	1793	0
6	41	-412,5	1793	0
7	25	500	930	0
8	27	-500	930	0
9	81	361,5	638	0
10	82	-361,5	638	0
11	19	361,5	0	0
12	21	-361,5	0	0



Obr.47 Délkové rozměry





Pro přehlednost byly všechny uzly, které byly využity k výpočtu umístěny do tabulky 9. Pomocí funkce Results v záložce List byly zjištěny posuvy  $u_x$ ,  $u_y$  a  $u_z$  při zatížení pro dané uzly.

Tab. 9 Hodnoty posuvů vyselektovaných uzlů

Číslo bodu	Node	$U_x$ [mm]	$u_y$ [mm]	$u_z$ [mm]
1	254	0,46917	0,03901	4,7825
2	367	0,47018	0,04701	3,0958
3	200	0,48466	0,03682	4,4762
4	313	0,48568	0,04756	2,7713
5	906	0,22067	-0,03556	3,5189
6	833	0,22241	0,13449	0,68160
7	561	0,00855	-0,05253	0,42470
8	581	0,00961	0,12963	-0,05050
9	1349	-0,03493	-0,03175	0,05114
10	1350	-0,03954	0,09633	-0,42583
11	460	0,06085	-0,03393	-0,06822
12	480	0,07364	0,08881	-1,0826

### TORZNÍ TUHOST RÁMU[15]

- Rozvor kol:  $L = 2500$  mm
- Vzdálenost bodů zatížené nápravy:  $B = 1358$  mm
- Velikost zatěžující síly  $F = 1000$  N
- Posun v ose  $z$  pro bod zatížení  $u_z = 7,3933$  mm
- Hmotnost rámu:  $m = 71,54$  kg

Úhel natočení:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{u_z}{B - u_x} = \frac{7,3933}{1358 - 0,48107} = 0,005446 \quad (1)$$

$$\alpha = 0,3467^\circ \quad (2)$$

Kroutící moment:

$$M_k = F \cdot B = 1000 \cdot 1,358 = 1358 \text{ Nm} \quad (3)$$



Torzní tuhost:

$$C = \frac{M_k}{\alpha} = \frac{1358}{0,3467} = 3916,93 \frac{Nm}{^\circ} \quad (4)$$

Torzní tuhost na jednotku délky:

$$C_l = C \cdot L = 3679,92,5 = 9792,32 Nm^2/^\circ \quad (5)$$

### NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 1,2

$$B_{12} = X_1 + |X_2| = 156 + |-156| = 312 \text{ mm} \quad (6)$$

$$Ux_{12} = ux_1 - ux_2 = 0,4691 - 0,4701 = -0,001 \text{ mm} \quad (7)$$

$$Uz_{12} = uz_1 - uz_2 = 4,7825 - 3,0958 = 1,6867 \text{ mm} \quad (8)$$

$$tg \alpha_{12} = \frac{Uz_{12}}{B_{12} - Ux_{12}} = \frac{2,4077}{312 + 0,001} = 0,007716 \quad (9)$$

$$\alpha_{12} = 0,3097^\circ$$

### TORZNÍ TUHOST ÚSEKU 1,2

$$C_{12} = \frac{M_k}{\alpha_{12}} = \frac{1358}{0,3097} = 4384,88 Nm/^\circ \quad (10)$$

### NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 3,4

$$B_{34} = X_3 + |X_4| = 156 + |-156| = 312 \text{ mm} \quad (11)$$

$$Ux_{34} = ux_3 - ux_4 = 0,4846 - 0,4856 = -0,001 \text{ mm} \quad (12)$$

$$Uz_{34} = uz_3 - uz_4 = 4,4762 - 2,7713 = 1,7049 \text{ mm} \quad (13)$$

$$tg \alpha_{34} = \frac{Uz_{34}}{B_{34} - Ux_{34}} = \frac{1,7049}{312 + 0,001} = 0,005471 \quad (14)$$

$$\alpha_{34} = 0,3483^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST ÚSEKU 3,4**

$$C_{34} = \frac{M_k}{\alpha_{34}} = \frac{1358}{0,3483} = 3898,93 \text{ Nm/}^\circ \quad (15)$$

**NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 5,6**

$$B_{56} = X_5 + |X_6| = 412,5 + |-412,5| = 825 \text{ mm} \quad (16)$$

$$Ux_{56} = ux_5 - ux_6 = 0,2206 - 0,2224 = -0,0016 \text{ mm} \quad (17)$$

$$Uz_{56} = uz_5 - uz_6 = 3,5189 - 0,6816 = 2,8373 \text{ mm} \quad (18)$$

$$\text{tg } \alpha_{56} = \frac{Uz_{56}}{B_{56} - Ux_{56}} = \frac{2,8373}{825 + 0,0016} = 0,003438 \quad (19)$$

$$\alpha_{56} = 0,2188^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST ÚSEKU 5,6**

$$C_{56} = \frac{M_k}{\alpha_{56}} = \frac{1358}{0,2188} = 6206,58 \text{ Nm/}^\circ \quad (20)$$

**NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 7,8**

$$B_{78} = X_7 + |X_8| = 500 + |-500| = 1000 \text{ mm} \quad (21)$$

$$Ux_{78} = ux_7 - ux_8 = 0,0085 - 0,0096 = -0,0011 \text{ mm} \quad (22)$$

$$Uz_{78} = uz_7 - uz_8 = 0,4247 + 0,0505 = 0,4752 \text{ mm} \quad (23)$$

$$\text{tg } \alpha_{78} = \frac{Uz_{78}}{B_{78} - Ux_{78}} = \frac{0,4752}{1000 + 0,0011} = 0,000475 \quad (24)$$

$$\alpha_{78} = 0,0302^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST ÚSEKU 7,8**

$$C_{78} = \frac{M_k}{\alpha_{78}} = \frac{1358}{0,0302} = 44966,88 \text{ Nm/}^\circ \quad (25)$$



### NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 9,10

$$B_{910} = X_9 + |X_{10}| = 361,5 + |-361,5| = 723 \text{ mm} \quad (26)$$

$$Ux_{910} = ux_9 - ux_{10} = -0,0349 + 0,0395 = 0,0046 \text{ mm} \quad (27)$$

$$Uz_{910} = uz_9 - uz_{10} = 0,0511 + 0,4258 = 0,4769 \text{ mm} \quad (28)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{910} = \frac{Uz_{910}}{B_{910} - Ux_{910}} = \frac{0,4769}{723 - 0,0046} = 0,000659 \quad (29)$$

$$\alpha_{910} = 0,0419^\circ$$

### TORZNÍ TUHOST ÚSEKU 9,10

$$C_{910} = \frac{M_k}{\alpha_{910}} = \frac{1358}{0,0419} = 32410,50 \text{ Nm/}^\circ \quad (30)$$

### NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 11,12

$$B_{1112} = X_{11} + |X_{12}| = 361,5 + |-361,5| = 723 \text{ mm} \quad (31)$$

$$Ux_{1112} = ux_{11} - ux_{12} = 0,0608 - 0,0736 = -0,0128 \text{ mm} \quad (32)$$

$$Uz_{1112} = uz_{11} - uz_{12} = -0,06822 + 1,0826 = 1,1508 \text{ mm} \quad (33)$$

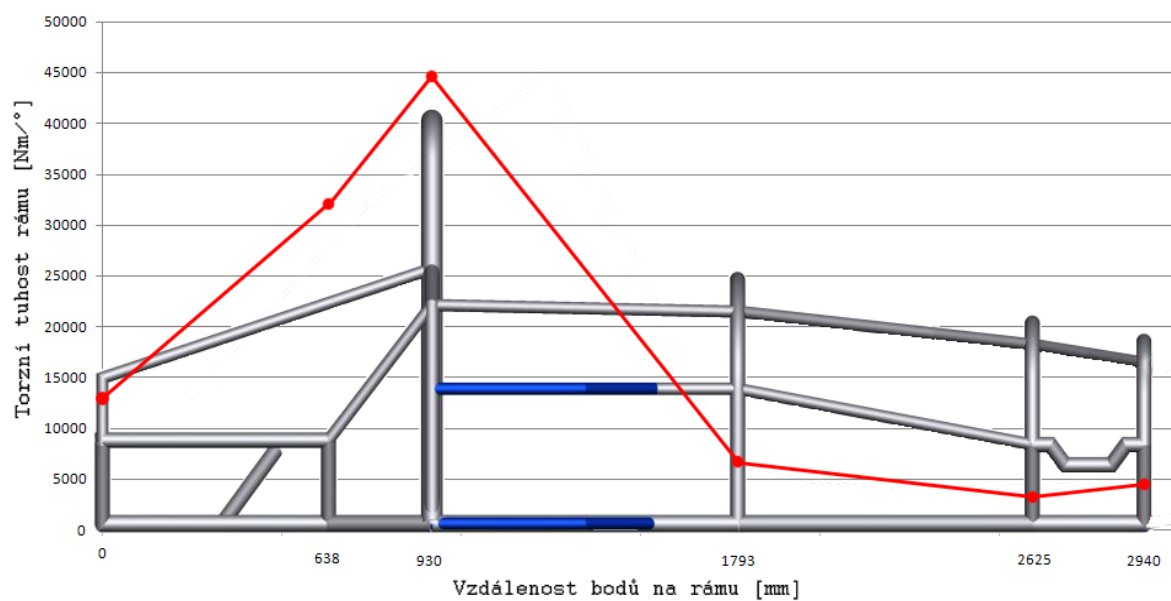
$$\operatorname{tg} \alpha_{1112} = \frac{Uz_{1112}}{B_{1112} - Ux_{1112}} = \frac{1,1508}{723 + 0,0128} = 0,001591 \quad (34)$$

$$\alpha_{1112} = 0,1013^\circ$$

### TORZNÍ TUHOST ÚSEKU 11, 12

$$C_{1112} = \frac{M_k}{\alpha_{1112}} = \frac{1358}{0,1013} = 13405,72 \text{ Nm/}^\circ \quad (35)$$

Pro shrnutí tuhostí v různých úsecích rámu byl vytvořen graf popisující závislost torzní tuhosti rámu na místě rámu. Z obrázku je patrné nevyhovující hodnota tuhosti v přední části rámu a naopak prudký nárůst tuhosti ve střední části rámu. Tento problém bude řešen v následující kapitole 10. OPTIMALIZACE.



Graf 1 Torzní tuhost úseků rámu

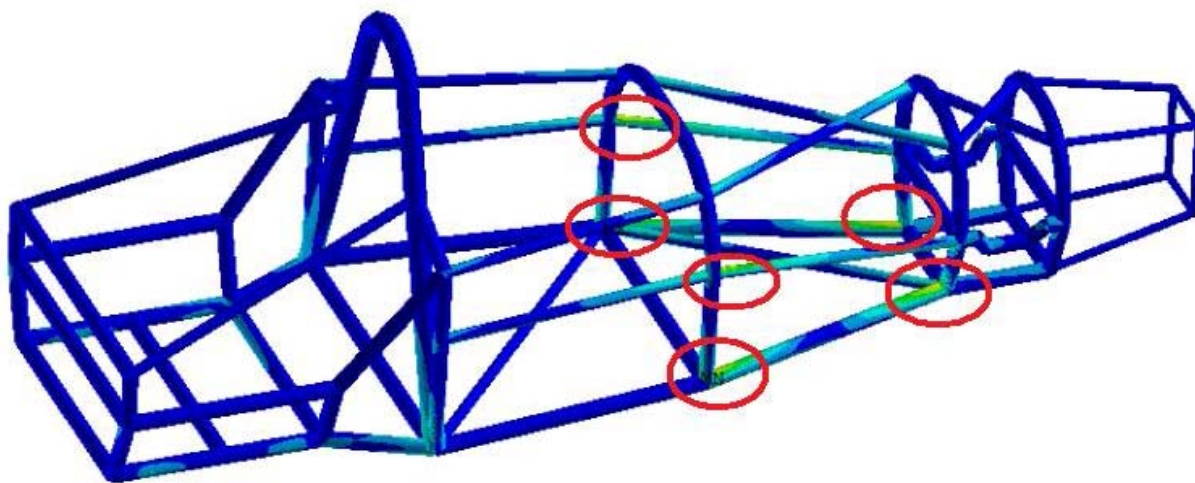


## 10 OPTIMALIZACE

Pro optimalizaci bylo zvoleno snížení napětí při zatěžování rámu a zvýšení torzní tuhosti přední části rámu.

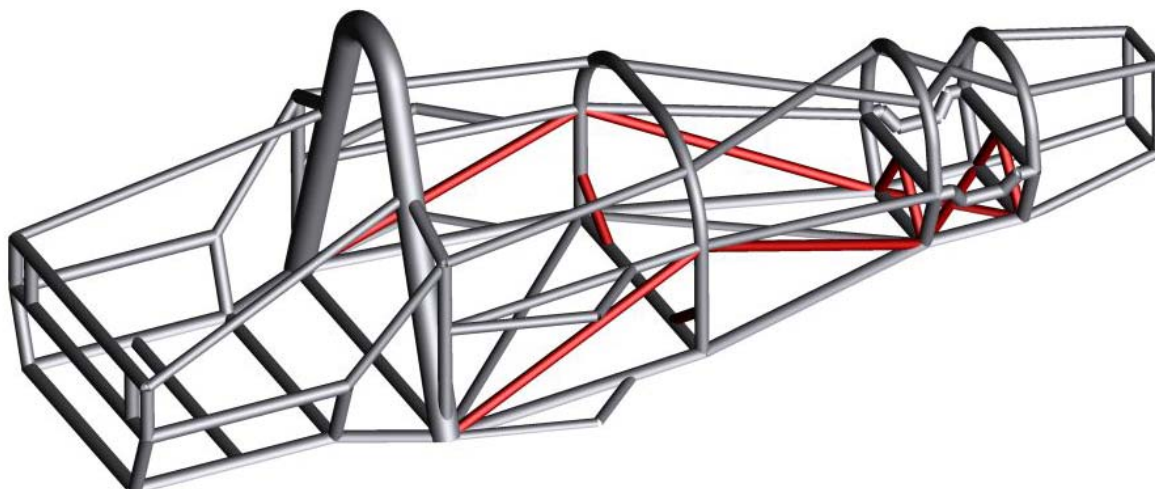
### SNÍŽENÍ NAPĚTÍ A ZVÝŠENÍ TORZNÍ TUHOSTI

Ke snížení napětí na obrázku 48 znázorněných červeně bylo použito dvou metod. První metoda spočívala v umístění výztuže tak, aby bylo dosaženo rozložení napětí na další prvek rámu. Tímto se napětí v kritickém bodě konstrukce snížilo. Druhá metoda využívala zesílení určitých částí rámu, aby se snížilo napětí v celé části rámu. Tato metoda byla zvláště vhodná pro výztuže předního oblouku, kde výztuž byla velmi zatížena a přední oblouk minimálně.



Obr.48 Místa kumulace napětí

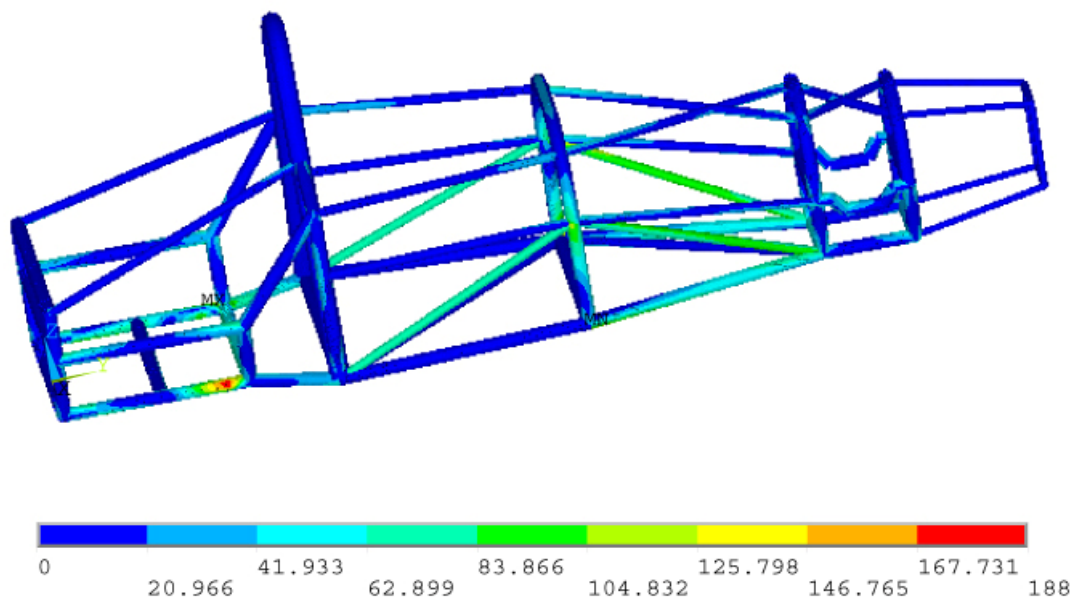
Předchozí konstrukce byla upravena podle těchto poznatků. V podlahové části rámu, kde působily maxima napětí jak od uchycení, tak od působíště sil, byly přidány výztužné profily. Výztuži předního oblouku byla změněna tloušťka stěny profilu trubky na 2 mm. Těmito postupy byly zesíleny místa kumulace napětí. Upravení rámu znázorněno červeně na obrázku 49.



Obr.49 Zesílení rámu

**VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI MAXIMÁLNÍM STLAČENÍ PRUŽIN PRO OPTIMALIZOVANÝ RÁM**

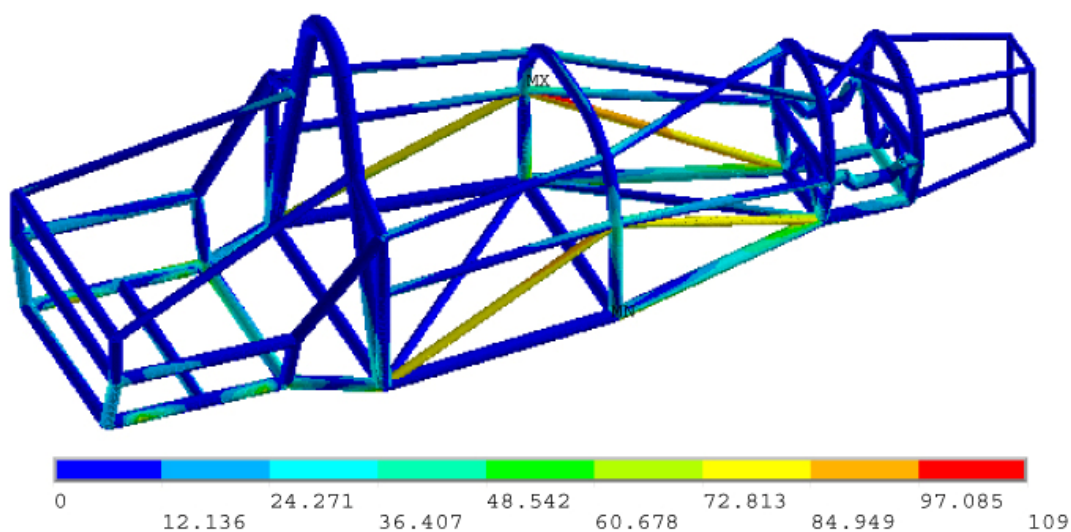
Optimalizovaný rám byl zatížen podle předchozích hodnot pro rám neoptimalizovaný v kapitole 9.6. Z obrázku 50 je vidět snížení maximálního napětí na 188 MPa. Při zatížení neoptimalizovaného rámu dosahovalo napětí až 469 MPa. Maximální napětí se tedy snížilo skoro o 60%.



Obr.50 Zatížení optimalizovaného rámu při maximálním stlačení

**VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘI KOMBINACI STAVŮ PRO OPTIMALIZOVANÝ RÁM**

Optimalizovaný rám byl zatížen podle předchozích hodnot pro rám neoptimalizovaný v kapitole 9.7. Stav byl odvozen z automobilu, který projíždí zatáčkou při maximálním brzdění a maximálně stlačenými pružinami zavěšení. Z obrázku 51 je vidět snížení maximálního napětí na 109 MPa. Při zatížení neoptimalizovaného rámu dosahovalo napětí až 298 MPa. Maximální napětí se tedy snížilo na třetinu původní hodnoty maximálního napětí



Obr.51 Zatížení optimalizovaného rámu při kombinaci stavů





### VÝPOČET TORZNÍ TUHOSTI PRO OPTIMALIZOVANÝ RÁM

Výpočet torzní tuhosti pro optimalizovaný rám probíhal stejně, jak už bylo popsáno v kapitole 9.9 VÝPOČET TORZNÍ TUHOSTI RÁMU. Celý výpočet torzní tuhosti optimalizovaného rámu pro oblasti rámu byl umístěn do PŘÍLOHY 1

Tab. 10 Hodnoty posuvů vyselektovaných uzlů pro optimalizovaný rám

Číslo bodu	Node	ux[mm]	uy [mm]	uz [mm]
1	254	0,34276	0,08568	3,2389
2	367	0,34290	0,11080	2,0871
3	200	0,30788	0,09063	2,8850
4	313	0,30988	0,10532	1,8149
5	906	0,15402	0,07274	2,2790
6	833	0,15411	0,14184	0,8165
7	561	0,08097	0,09498	0,9330
8	581	0,07800	0,11369	0,4692
9	1349	-0,00776	0,14138	0,5915
10	1350	-0,00750	0,06894	0,2537
11	460	-0,00811	0,14204	0,2645
12	480	-0,00778	0,06810	-0,5148

### TORZNÍ TUHOST OPTIMALIZOVANÉHO RÁMU [15]

- Rozvor kol:  $L = 2500$  mm
- Vzdálenost bodů zatížené nápravy:  $B = 1358$  mm
- Velikost zatěžující síly:  $F = 1000$  N
- Posun v ose z pro bod zatížení:  $uz = 3,8331$  mm
- Hmotnost optimalizovaného rámu:  $m_0 = 77,3$  kg

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{uz}{B-ux} = \frac{4,8331}{1358-0,3427} = 0,003559 \quad (36)$$

$$\alpha = 0,2039^\circ$$

Kroutící moment:

$$M_k = F \cdot B = 1000 \cdot 1,358 = 1358 \text{ Nm} \quad (37)$$

Torzní tuhost:

$$C = \frac{M_k}{\alpha} = \frac{1358}{0,2039} = 6660,12 \text{ Nm}/^\circ \quad (38)$$



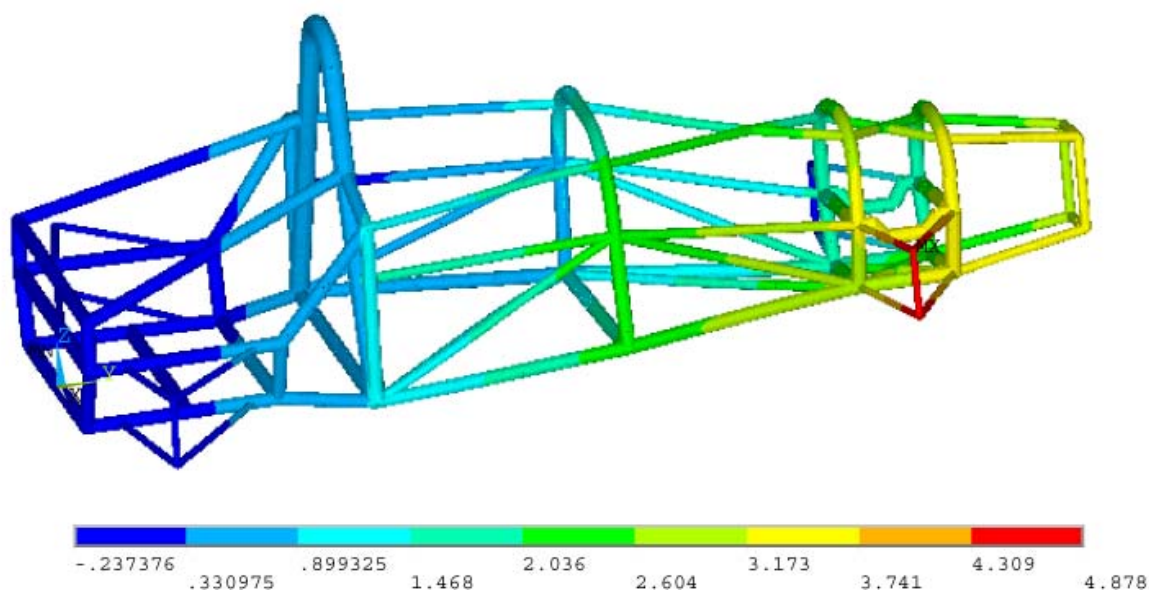
Torzní tuhost na jednotku délky:

$$C_l = C \cdot L = 6660,12 \cdot 2,5 = 16650,3 \text{ Nm}^2/^\circ \quad (39)$$

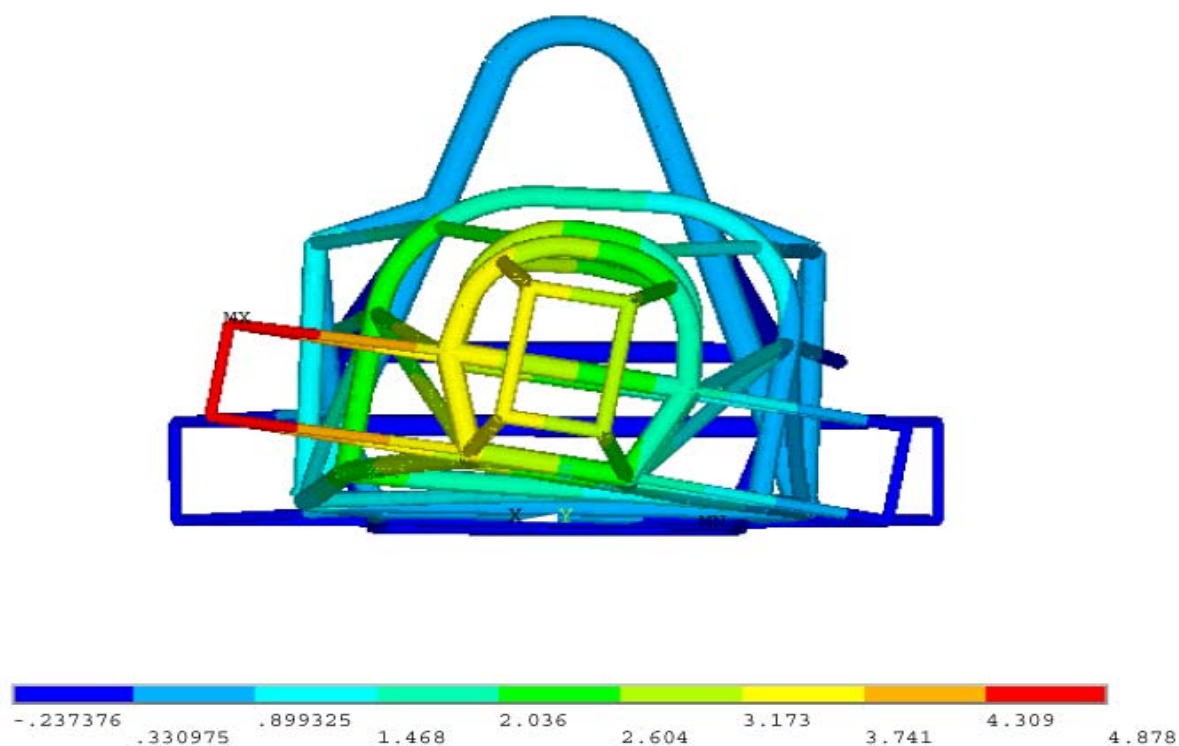
Pro přehlednost byla vytvořena tabulka 11 vypočtených hodnot a jejich rozdílů vůči neoptimalizovanému rámu.

*Tab 11 porovnání tuhostí rámu*

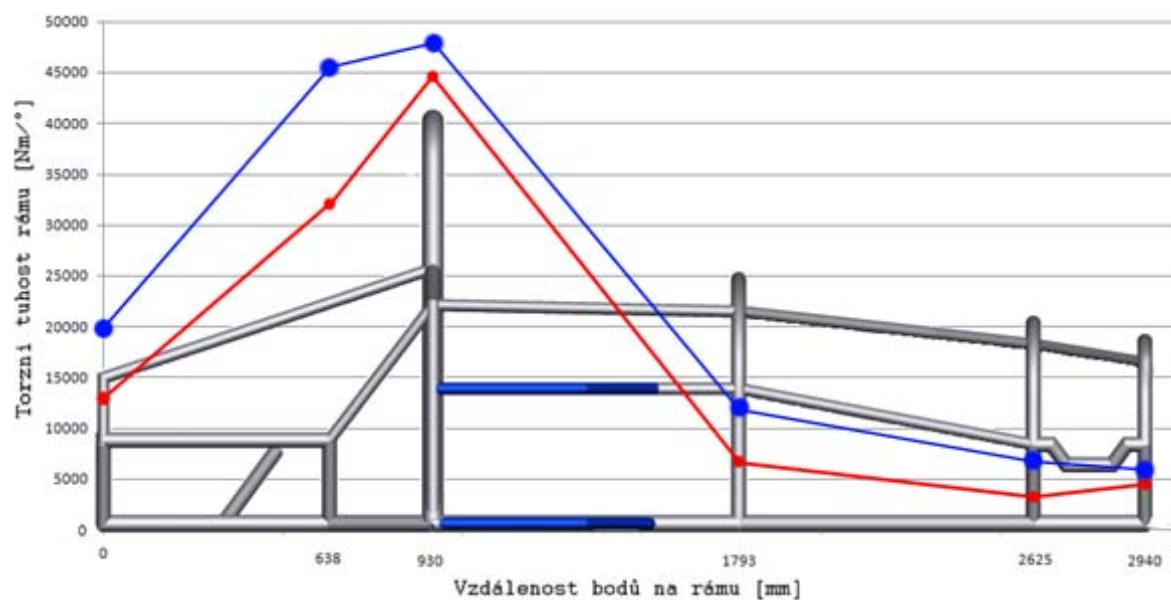
Číslo řezu	Tuhost rámu	Tuhost optimalizovaného rámu	Rozdíl
1,2	4384,88 Nm/°	5778,72 Nm/°	1393,84 Nm/°
3,4	3898,93 Nm/°	6220,79 Nm/°	2321,86 Nm/°
5,6	6206,58 Nm/°	12039 Nm/°	5832,42 Nm/°
7,8	44966,88 Nm/°	46033,89 Nm/°	1067,01 Nm/°
9,10	32410,5 Nm/°	45723,9 Nm/°	13313,4 Nm/°
11,12	13405,72 Nm/°	19795,9 Nm/°	6390,18 Nm/°



*Obr.52 Znáznornění posunutí uz*



Obr.53 Znáznornění posunutí uz zepředu



Obr.54 Porovnání tuhostí, modrá barva optimalizovaný rám, červená barva neoptimalizovaný rám



Pro porovnání torzní tuhosti konstruovaného rámu a torzních tuhostí ráků jiných sériových sportovních automobilů, jsou hodnoty tuhostí uvedeny v tabulce 12.

*Tab 12 Torzní tuhosti jiných automobilů[19]*

Porsche 996 Turbo Convertible	11600 Nm/deg
Porsche 911 Turbo	27000 Nm/deg
BMW M5	28000 Nm/deg
Mini	24500 Nm/deg
Fiat Bravo	10800 Nm/deg
Alfa 156	11000 Nm/deg
Old Opel Vectra B	12000 Nm/deg
BMW E46	16000 Nm/deg
New Opel Vectra C	18000 Nm/deg
Audi A4	22000 Nm/deg
Saab 9-3	22000 Nm/deg
Volvo S60	22500 Nm/deg
Lamborghini Gallardo	23000 Nm/deg
BMW E46 (cabrio)	10900 Nm/deg
Golf 5	18400 Nm/deg
ROLLS-ROYCE PHANTOM	40500 Nm/deg
Porsche 911 Carrera	16500 Nm/deg
BMW Z3 Coupe	16400 Nm/deg
RX8	30000 Nm/deg
BMW Z4	14500 Nm/deg
BMW Z3	5600 Nm/deg
Lotus Elise	11000 Nm/deg
Porsche Boxster	10000 Nm/deg
Porsche 996	9500 Nm/deg
Audi TT roadster	10000 Nm/deg
porsche 996 coupé	29000 Nm/deg
Porsche 996 cabrio	9500 Nm/deg
Renault Spider	10000 Nm/deg



## ZÁVĚR

Diplomová práce, na téma Návrh malosériového sportovního automobilu, vznikla jako jedna část celku. Širší řešení sportovního automobilu sdružuje tři diplomové práce pod vedením Ing. Lubora Zháňala. Dvě další diplomové práce vypracovali kolegové Bc. Tomáš Janda a Bc. Tomáš Martínek. Jejich práce zahrnovali návrh karoserie, zavěšení a skupiny volantu.

Výsledkem práce je konstrukce rámu automobilu, která splňuje normy homologace pro běžný silniční provoz. Hlavní částí rámu je podlahová část, která je po obvodu provedena z trubkového profilu Tr 50 x 2 a příčně vyztužena trubkovým profilem Tr 35 x 1,6. Tato část byla koncipována jako nosná část ostatních prvků a těmi jsou přední a zadní bezpečnostní oblouk, uchycení motoru, přední uchycení ramen a zadní uchycení ramen.

Při konstrukci ochranných prvků byl kladen důraz na co nejvyšší možnou bezpečnost. Tento požadavek je splněn zvýšením minimálních požadavků daných normou. Došlo k prodloužení přední deformační zóny umístěním deformačního členu. Pro zlepšení boční deformační zóny jsou umístěny náporové chladiče na bok rámu automobilu a tím tuto zónu zvětšují. Také je zvýšen zadní ochranný oblouk, čímž bylo dosaženo zvětšení prostoru mezi hlavou řidiče a spojnicí bodů ochranných oblouků. Těmito úpravami je dosaženo zvýšené bezpečnosti rámu.

Pomocí programu ANSYS 12 byly provedeny výpočty pro možné maximální stavy zatížení rámu automobilu při jízdě. U těchto stavů bylo zjišťováno redukované napětí podle HMM. Předpokládalo se, že maximum hodnot bude při kombinaci zátěžných stavů. Tento předpoklad se nepotvrdil. Jako nejkritičtější se projevil stav při maximálním stlačení všech pružin zavěšení. Maxima dosahovaly hodnot 469 MPa. Jako maximální hodnota napětí pro zachování bezpečnosti  $k_b = 3$  určena mez pevnosti v tahu  $R_e = 295$  MPa zvoleného materiálu 15 121 dle ČSN. Tato hodnota je při výpočtu překročena, proto je nutné tento rám optimalizovat.

U torzní tuhosti rámu byly zvoleny metody zjištění celkové torzní tuhosti rámu a zjištění torzní tuhosti v předem určených místech rámu. Ukázalo se, že torzní tuhost celého rámu 3917 Nm/° je nízká. Bylo tedy nutné i toto hledisko zahrnout v optimalizaci. V místech rámu byly vypočteny hodnoty od 3899 Nm/° do 44967 Nm/°. Při vykreslení hodnot v grafu byla zjištěna zlomová hodnota tuhosti v části přechodu místa A-B.

Optimalizace se týká především snížení napětí v rámu a lepšího rozložení napětí. Dále je nutné zvýšit optimalizací rámu tuhost přední části a odstranit zlomovou hodnotu tuhosti, aby bylo dosaženo plynulého přechodu hodnot tuhosti v místech rámu. Pro zachování bezpečnosti byla zvolena metoda přidání výztuží. Vhodným umístěním výztuží vznikl optimalizovaný rám vhodný pro další řešení. Rám byl opět zatížen podle stavu maximálně stlačených pružin. Výsledná hodnota napětí 188 MPa vykazuje snížení o 60 % oproti původnímu rámu. Tento výsledek optimalizace je uspokojivý a plně vyhovuje. Torzní tuhost celého optimalizovaného rámu vzrostla na hodnotu 6660 Nm/° a byla i odstraněna zlomová hodnota. Oproti původnímu rámu torzní tuhost vzrostla téměř dvakrát. Torzní tuhost rámu automobilu je nyní srovnatelná se sportovním vozem BMW Z3. Při optimalizaci narostla hmotnost přidanými výztužemi z původních 71,5 kg na 77,3 kg. Tento nárůst hmotnosti je vyhovující původním předpokladům.

Při dalším vývoji tohoto rámu sportovního automobilu by bylo vhodné se zaměřit na zvýšení tuhosti ve přední části v místě A-B. Toto zvýšení může být dosaženo několika



metodami například rozšířením podlahového rámu v této části nebo jinou volbou umístění trubkových profilů v této části. Jako další vhodnou částí k vývoji je zlepšení přední a zadní deformační zóny. V přední části může být umístěn například tlumič nárazu.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] [www.cargurus.com](http://www.cargurus.com) [online]. [cit. 2011-05-24].  
URL:< <http://www.cargurus.com/Cars/Pictures-c21387-pi35650347-2009-Atom.html>>
- [2] [www.palatov.com](http://www.palatov.com) [online]. [cit. 2011-05-24].  
URL:< [http://www.palatov.com/Images/dp4/IMG\\_3381.JPG](http://www.palatov.com/Images/dp4/IMG_3381.JPG)>
- [3] [www.kaipan-club.com](http://www.kaipan-club.com) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < [http://cs.kaipan-club.com/graphics/gallery/full/11\\_2009\\_15hh.jpg](http://cs.kaipan-club.com/graphics/gallery/full/11_2009_15hh.jpg)>
- [4] [www.tatra.cz](http://www.tatra.cz) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW:  
<[http://www.tatra.cz/cache/images/galleryPreviewBig/1923\\_tatrovacka-koncepce\\_tatra-11\\_1.jpg](http://www.tatra.cz/cache/images/galleryPreviewBig/1923_tatrovacka-koncepce_tatra-11_1.jpg)>.
- [5] [www.mercedes-benz.com](http://www.mercedes-benz.com) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW:  
<[http://www.mercedesbenz.com.hk/content/media\\_library/hq/hq\\_mpc\\_reference\\_site/truck\\_ng/trucks/axor/chassis/axor\\_chassis\\_frame\\_465x245\\_jpg.object-Single-MEDIA.tmp/axor\\_chassis\\_frame\\_465x245.jpg](http://www.mercedesbenz.com.hk/content/media_library/hq/hq_mpc_reference_site/truck_ng/trucks/axor/chassis/axor_chassis_frame_465x245_jpg.object-Single-MEDIA.tmp/axor_chassis_frame_465x245.jpg)>.
- [6] [www.palatov.com](http://www.palatov.com) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < <http://www.palatov.com/Images/a180.jpg> >
- [7] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. 1. Vydání. Brno : Vlk, 2003. 499 s.  
ISBN 80-238-8757-2
- [8] [www.auta5p.eu](http://www.auta5p.eu) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < [http://www.auta5p.eu/informace/podvozek/podvoz\\_01.gif](http://www.auta5p.eu/informace/podvozek/podvoz_01.gif)>
- [9] [www. auto.cz](http://www.auto.cz) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < <http://www.auto.cz/mazda-bt-50-2-5-mzr-cd-double-cab-4x4-te-1672/foto?uid=4753b3283060f>>
- [10] [www.sauto.cz](http://www.sauto.cz) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW:  
<[http://im.sauto.cz/sauto\\_photos/catalogue/343/1712/2943/2fe52012f61f404a11a9a92f9093e07b\\_big.jpg](http://im.sauto.cz/sauto_photos/catalogue/343/1712/2943/2fe52012f61f404a11a9a92f9093e07b_big.jpg)>
- [11] [www.autoklub.cz](http://www.autoklub.cz) [online]. *Klasifikace a definice dle řádů FIA*. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < <http://www.autoklub.cz/acr/fasacr/radyfia/prilohaj/251.pdf>>
- [12] [www.autoklub.cz](http://www.autoklub.cz) [online]. *Technické předpisy pro sportovní vozy*. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < <http://www.autoklub.cz/acr/fasacr/radyfia/prilohaj/258a.pdf>>





- [13] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: upravené a doplněné vydání*. 3. Vydání. Praha : Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [14] [www.feropol.cz](http://www.feropol.cz) [online]. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < [http://www.feropol.cz/?info=slitiny\\_hliniku](http://www.feropol.cz/?info=slitiny_hliniku) >
- [15] CHALUPA, P. *Analýza torzní tuhosti upravené varianty rámu vozidla Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [16] MARTÍNEK, T. *Zavěšení kol sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.
- [17] JANDA, T. *Karoserie sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.
- [18] [www.kxcad.net](http://www.kxcad.net) [online]. *Documentation for ANSYS*. 11. verze. [cit. 2011-05-24].  
Dostupné z WWW: < [http://www.feropol.cz/?info=slitiny\\_hliniku](http://www.feropol.cz/?info=slitiny_hliniku) >
- [19] HAJDUŠEK, P. *Rám formulového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 91 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
B	[mm]	šířka rámu v definovaných bodech
C	[Nm/°]	torzní tuhost
$C_1$	[Nm <sup>2</sup> /°]	torzní tuhost na jednotku délky
$E_x$	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	aplikovaná síla
L	[mm]	rozvor kol
m	[kg]	hmotnost rámu
$m_c$	[kg]	hmotnost sestavy řidič, motor a rám
$M_k$	[Nm]	krouťící moment
$m_o$	[kg]	hmotnost optimalizovaného rámu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$u_x$	[mm]	deformační posuv v ose x
$U_x$	[mm]	rozdíl deformačních posuvů v ose x
$u_y$	[mm]	deformační posuv v ose y
$u_z$	[mm]	deformační posuv v ose z
$U_z$	[mm]	rozdíl deformačních posuvů v ose z
X	[mm]	souřadnice bodu v ose x
Y	[mm]	souřadnice bodu v ose y
Z	[mm]	souřadnice bodu v ose z
$\alpha$	[°]	úhel natočení rámu
$\delta$	[MPa]	napětí



## SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 Ariel Atom 500 [1]	11
Obr. 2 Palatov DP4 [2]	12
Obr. 3 Kaipan 15 [3]	13
Obr. 4 Páteřový rám [4]	14
Obr. 5 Žebřinový rám [5]	15
Obr. 6 Trubkový prostorový rám [6]	15
Obr. 7 Křížový rám [7]	16
Obr. 8 Plošinový rám [7]	16
Obr. 9 Úhlopříčkový rám [7]	17
Obr. 10 Obvodový rám [7]	17
Obr. 11 Podvozková karoserie [7]	18
Obr. 12 Samonosná karoserie [7]	19
Obr. 13 Koncepce motor a poháněná náprava vpředu [8]	20
Obr. 14 Koncepce motor vpředu a poháněná zadní náprava [9]	21
Obr. 15 Koncepce motor vzadu a poháněná zadní náprava [10]	21
Obr. 16 Podlahová část rámu	31
Obr. 17 Ochranné oblouky	32
Obr. 18 Bezpečnostní oblouky	33
Obr. 19 Figurína dle SAE	33
Obr. 20 Bezpečnost figurína	34
Obr. 21 Umístění motoru	35
Obr. 22 Části zavěšení	36
Obr. 23 Vyztužující profily	37
Obr. 24 Vnější zóny	37
Obr. 25 Sestava rámu	38
Obr. 26 Sestava rámu s těžištěm, horní pohled	39
Obr. 27 Sestava rámu s těžištěm, boční pohled	39
Obr. 28 Vlastnosti sestavy	40
Obr. 29 Sestava zavěšení kol a řízení [16]	40
Obr. 30 Sestava zavěšení kol, řízení a rámu	41
Obr. 31 Sestava kompletní [17]	41
Obr. 32 Střednicový model	42
Obr. 33 Prostředí Ansys 12	43
Obr. 34 Beam 189 [18]	44
Obr. 35 Link 8[18]	45
Obr. 36 Rozdělení profilů	46
Obr. 37 Kombinace jemného a hrubého síťování	47
Obr. 38 Hrubé síťování	47
Obr. 39 Statické zatížení	48
Obr. 40 Zatížení při brzdění	49
Obr. 41 Zatížení při průjezdu zatáčkou	50
Obr. 42 Zatížení při maximálním stlačení pružin	51
Obr. 43 Zatížení při kombinaci stavů	52
Obr. 44 Zatížení při akceleraci	53
Obr. 45 Umístění síly a omezení vazeb	54
Obr. 46 Zobrazení bodů	54
Obr. 47 Délkové rozměry	55



Obr. 48 Místa kumulace napětí	61
Obr. 49 Zesílení rámu	51
Obr. 50 Zatížení optimalizovaného rámu při maximálním stlačení	62
Obr. 51 Zatížení optimalizovaného rámu při kombinaci stavů	62
Obr. 52 Znázornění posunutí uz	64
Obr. 53 Znázornění posunutí uz zepředu	65
Obr. 54 Porovnání tuhostí	65
Obr. 55 Tvar rámu	30



## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1- Výpočet torzní tuhosti pro optimalizovaný rám.....	75 - 77
---	---------



## PŘÍLOHA 1

Výpočet tuhosti rámu v určených řezech rámu pro optimalizovaný rám.

### NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 1,2

$$B_{12} = X_1 + |X_2| = 156 + |-156| = 312 \text{ mm} \quad (40)$$

$$Ux_{12} = ux_1 - ux_2 = 0,3427 - 0,3429 = -0,0002 \text{ mm} \quad (41)$$

$$Uz_{12} = uz_1 - uz_2 = 3,2389 - 2,0871 = 1,1518 \text{ mm} \quad (42)$$

$$tg \alpha_{12} = \frac{Uz_{12}}{B_{12} - Ux_{12}} = \frac{1,1518}{312 + 0,0002} = 0,003691 \quad (43)$$

$$\alpha_{12} = 0,2350^\circ$$

### TORZNÍ TUHOST 1,2

$$C_{12} = \frac{M_k}{\alpha_{12}} = \frac{1358}{0,2350} = 5778,72 \text{ Nm}/^\circ \quad (44)$$

### NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 3,4

$$B_{34} = X_3 + |X_4| = 156 + |-156| = 312 \text{ mm} \quad (45)$$

$$Ux_{34} = ux_3 - ux_4 = 0,3078 - 0,3098 = -0,002 \text{ mm} \quad (46)$$

$$Uz_{34} = uz_3 - uz_4 = 2,8850 - 1,8149 = 1,0701 \text{ mm} \quad (47)$$

$$tg \alpha_{34} = \frac{Uz_{34}}{B_{34} - Ux_{34}} = \frac{1,0701}{312 + 0,002} = 0,003429 \quad (48)$$

$$\alpha_{34} = 0,2183^\circ$$

### TORZNÍ TUHOST 3,4

$$C_{34} = \frac{M_k}{\alpha_{34}} = \frac{1358}{0,2183} = 6220,79 \text{ Nm}/^\circ \quad (49)$$

**NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 5,6**

$$B_{56} = X_5 + |X_6| = 412,5 + |-412,5| = 825 \text{ mm} \quad (50)$$

$$Ux_{56} = ux_5 - ux_6 = 0,1540 - 0,1541 = -0,0001 \text{ mm} \quad (51)$$

$$Uz_{56} = uz_5 - uz_6 = 2,2790 - 0,8165 = 1,4625 \text{ mm} \quad (52)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{56} = \frac{Uz_{56}}{B_{56} - Ux_{56}} = \frac{1,4625}{825 + 0,0001} = 0,001772 \quad (53)$$

$$\alpha_{56} = 0,1128^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST 5,6**

$$C_{56} = \frac{M_k}{\alpha_{56}} = \frac{1358}{0,1128} = 12039 \text{ Nm}/^\circ \quad (54)$$

**NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 7,8**

$$B_{78} = X_7 + |X_8| = 500 + |-500| = 1000 \text{ mm} \quad (55)$$

$$Ux_{78} = ux_7 - ux_8 = 0,0809 - 0,078 = 0,0029 \text{ mm} \quad (56)$$

$$Uz_{78} = uz_7 - uz_8 = 0,9330 - 0,4692 = 0,4638 \text{ mm} \quad (57)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{78} = \frac{Uz_{78}}{B_{78} - Ux_{78}} = \frac{0,4638}{1000 - 0,0029} = 0,000463 \quad (58)$$

$$\alpha_{78} = 0,0295^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST 7,8**

$$C_{78} = \frac{M_k}{\alpha_{78}} = \frac{1358}{0,0295} = 46033,89 \text{ Nm}/^\circ \quad (59)$$



**NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 9,10**

$$B_{910} = X_9 + |X_{10}| = 361,5 + |-361,5| = 723 \text{ mm} \quad (60)$$

$$Ux_{910} = ux_9 - ux_{10} = -0,0077 + 0,0075 = -0,0002 \text{ mm} \quad (61)$$

$$Uz_{910} = uz_9 - uz_{10} = 0,5915 - 0,2537 = 0,3378 \text{ mm} \quad (62)$$

$$\text{tg } \alpha_{910} = \frac{Uz_{910}}{B_{910} - Ux_{910}} = \frac{0,3378}{723 + 0,0002} = 0,000467 \quad (63)$$

$$\alpha_{910} = 0,0297^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST 9,10**

$$C_{910} = \frac{M_k}{\alpha_{910}} = \frac{1358}{0,0297} = 45723,90 \text{ Nm}/^\circ \quad (64)$$

**NATOČENÍ SPOJNICE BODŮ 11,12**

$$B_{1112} = X_{11} + |X_{12}| = 361,5 + |-361,5| = 723 \text{ mm} \quad (65)$$

$$Ux_{1112} = ux_{11} - ux_{12} = -0,0081 + 0,0077 = -0,0004 \text{ mm} \quad (66)$$

$$Uz_{1112} = uz_{11} - uz_{12} = 0,2645 + 0,5148 = 0,7793 \text{ mm} \quad (67)$$

$$\text{tg } \alpha_{1112} = \frac{Uz_{1112}}{B_{1112} - Ux_{1112}} = \frac{0,7793}{723 + 0,0004} = 0,001078 \quad (68)$$

$$\alpha_{1112} = 0,0616^\circ$$

**TORZNÍ TUHOST 11, 12**

$$C_{1112} = \frac{M_k}{\alpha_{1112}} = \frac{1358}{0,0616} = 22045,45 \text{ Nm}/^\circ \quad (69)$$